

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

Manipulační vozík s nůžkovou plošinou  
Manipulating Cart with a Scissor Platform

Student:

Bc. David Šimášek

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph. D.

Ostrava 2015

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. David Šimášek**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Manipulační vozík s nůžkovou plošinou**  
**Manipulating Cart with a Scissor Platform**

### Zásady pro vypracování:

cílem práce je navrhnout vhodný způsob manipulace se svitky plechů pro firmu Strojírny a stavby Třinec, která je zadavatelem tématu práce.

1. Proveďte rešerši možných způsobů manipulace se svitky plechů daných rozměrů a hmotností.
2. Proveďte návrh vozu pro přepravu svitků.
3. Proveďte potřebné kinematické, silové a pevnostní výpočty.
4. Vytvořte 3D model vozu, jeho sestavný výkres a dílčí výkresy podle zadání vedoucího práce.

### Seznam doporučené odborné literatury:

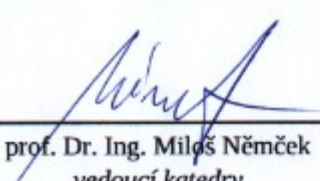
Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987.  
Bolek, A. a kol. *Části strojů - svazek 1. a 2.* Praha: SNTL, 1990.  
Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

David Šimášek

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou(bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: David Šimášek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Mosty u Jablunkova 469

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Foltovi, Ph.D., vedoucímu úseku konstrukce Ing. Petru Nohalovi a vedoucímu katedry prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi, za pomoc, odborné rady a připomínky, které přispěly ke konečné podobě této práce.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠIMÁŠEK, D. Manipulační vozík s nůžkovou plošinou: *diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 59 s. Vedoucí práce: Folta, Z.

Tato diplomová práce s názvem „Manipulační vozík s nůžkovou plošinou“ se zabývá návrhem manipulačního vozíku, který se skládá ze spodního rámu, horního rámu a zvedacího mechanismu. V úvod je proveden přehled možných způsobů manipulace se svitky plechů daných rozměrů a hmotností. V další části je proveden návrh. Součástí jsou 3 hydraulické válce, každý s maximální silou 401 960 N při tlaku 20 MPa. S ohledem na maximální sílu, které jsou dané válce schopny vyvinout, je analytickou metodou provedena pevnostní kontrola kritických míst. Kontrola některých součástí je provedena metodou konečných prvků v programu Ansys Workbench.

## ANNOTATION OF THESIS

ŠIMÁŠEK, D. Manipulating Cart with a Scissor Platform: *Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Control Systems and Instrumentation, 2015, 59 p. Thesis head: Folta, Z.

This thesis titled "Manipulating cart with a scissor platform" deals with the design of manipulating cart, which consists of the lower frame, the upper frame and the lifting mechanism. The introduction presents the overview of possible ways of manipulation with sheet metal coils of various sizes and weights. Layout of cart follows in other part of thesis. Included are three hydraulic cylinders, each with a maximum force of 401 960 N at a pressure of 20 MPa. With regard to the maximum force that the cylinders are able to develop, the analytical method carries out the strength check of critical points. Testing of some of the components is done with the finite element method in Ansys Workbench.

# Obsah

Seznam použitého značení.....	9
1. Úvod .....	11
2. Rešerše způsobů manipulace se svítky plechů .....	13
2.1 Magnetické systémy .....	13
2.2 C-háky .....	13
2.3 Samosvorné kleště.....	14
2.4 Elektromotorické a hydraulické kleště .....	15
3. Návrh .....	16
3.1 Statické uvolnění.....	16
3.1.1 Člen 1 .....	17
3.1.2 Člen 2.....	18
3.1.3 Člen 3 .....	19
3.2 Výpočet v MATHCADU .....	20
3.2.1 Řešení v dolní poloze.....	20
3.2.2 Řešení v horní poloze .....	21
3.3 Grafické znázornění závislosti síly $F_v$ na úhlu $\alpha$ .....	22
3.4 Výpočet síly ve válci .....	22
3.5 Návrh sestavy ramen .....	24
3.5.1 Pevnostní kontrola podsestavy ramen 1 .....	24
3.5.2 Pevnostní kontrola podsestavy ramen 2.....	30
3.6 Návrh horního rámu .....	36
3.6.1 Pevnostní kontrola horního rámu.....	37
3.7 Návrh vozíku .....	40
3.7.1 Pevnostní kontrola vozíku .....	41
Kontrola svaru na únavu .....	44
3.8 Návrh pohonu.....	46
3.8.1 Návrh elektropřevodovky .....	46
3.8.2 Spojka ROTEX.....	49
3.8.3 Statická kontrola hřídele 2 .....	49
3.8.4 Výpočet pera na hřídeli 2.....	53
3.9 Návrh čepu .....	54
3.9.1 Pevnostní kontrola čepu C .....	55

4. Závěr.....	57
5. Literatura .....	58
Přílohy – výkresy číslo: - SIM0072-01	
- SIM0072-01-02-01	
- SIM0072-01-05-01	



## Seznam použitého značení

$A, B, D, E, F$	označení čepů	[-]
$AI, BI, CI, DI$	označení míst	[-]
$C_0$	statická únosnost ložiska	[KN]
$D_k$	průměr kola	[mm]
$F$	síla	[N]
$F_f$	odpor valení	[N]
$F_h$	hnací síla	[N]
$F_R$	radiální síla	[N]
$F_{RD}$	dovolená radiální síla	[N]
$F_V$	síla válce	[N]
$G$	tíhová síla	[N]
$M$	moment	[N·mm]
$M_k$	krouticí moment	[N·mm]
$M_o$	ohybový moment	[N·mm]
$M_{omax}$	maximální ohybový moment	[N·mm]
$N$	otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$N$	počet cyklů	[-]
$N_D$	počet cyklů za den	[-]
$N_R$	počet cyklů za rok	[-]
$P$	výkon	[W]
$R$	reakce	[N]
$Re$	mez kluzu	[MPa]
$R_k$	poloměr kola	[mm]
$S$	plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$T$	životnost	[s]
$W_o$	průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$\alpha_\sigma, \alpha_\tau$	součinitel tvaru	[-]
$\beta, \alpha, \gamma, \delta$	úhly	[°]
$\beta_s$	součinitel tloušťky koutového svaru	[mm]
$\sigma_c$	mez únavy	[MPa]
$\sigma_{max}$	maximální napětí	[MPa]
$\sigma_{red}$	redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{so}$	statické ohybové napětí	[MPa]

$\tau_s$	smykové napětí	[MPa]
$a_s$	velikost svaru	[mm]
$a_v$	zrychlení vozíku	[m/s <sup>2</sup> ]
$b$	šířka péra	[mm]
$b_1, b_2, b_3, e, a, l, f$	vzdálenosti	[mm]
$d$	průměr	[mm]
$e_l$	rameno valivého odporu	[mm]
$f_B$	provozní součinitel	[-]
$f_{\check{c}}$	součinitel čepového tření	[-]
$g$	gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$k_4$	boční převodní součinitel svaru	[-]
$k_s$	statická bezpečnost	[-]
$k_{ss}$	statická bezpečnost svaru	[-]
$m$	hmotnost	[kg]
$p$	tlak	[Pa]
$p_D$	dovolený tlak	[Pa]
$q$	exponent W-křivky	[-]
$r$	koeficient nesouměrnosti (asymetrie) kmitu	[-]
$r_{\check{c}}$	poloměr čepu	[mm]
$t_l$	hloubka drážky v náboji	[mm]
$v$	rychlost	[m/s]

## 1. Úvod

Firma Strojírny a stavby Třinec, a.s. obdržela zakázku na návrh Manipulačního vozíku s nůžkovou plošinou pro přepravu svitků. Slouží k odebrání svitků ze sedel úložiště ve skladu a vložení svitků na odvíjecí trn, může být používán pro automatickou výměnu odvíjecích trnů. Vozík je umístěn na vstupní straně válcovací linky mezi skladem svitků a odvíječem.

### **Zadání diplomové práce**

Zadáním diplomové práce je navrhnout manipulační vozík s nůžkovou plošinou a provést potřebné kinematické, silové a pevnostní výpočty.

Vozík by měl pojíždět v hale po kolejích JK65 zapuštěných v betonové podlaze. Okolní teplota se pohybuje od  $-0^{\circ}\text{C}$  do  $40^{\circ}\text{C}$ . Složí k odebrání svitků ze sedel úložiště ve skladu a k vložení svitků na odvíjecí trn, který je ve výši 2 500 mm nad kolejnicí. Rozchod kolejí bude navržen dle šířky vozu. Přívod energie bude proveden pomocí energetického řetězu, který je umístěn ve středu pojezdové dráhy.

Základní koncepce by měla být tvořena spodním rámem, ve kterém budou umístěna 4 pojezdová kola. Jedna náprava (přední dvojice kol) bude poháněna elektropřevodovkou. Zvedací mechanismus by měl být nůžkového (X) typu, s použitím hydraulického válce (Rexroth). Na horním rámu bude umístěno sedlo tvaru „V“ opatřeno kluznými deskami, zabráňujícími poškození povrchu svitku plechu.

### **Základní parametry manipulátoru**

#### **Dopravovaný materiál:**

Hmotnost zvedaného svitku	max. 32 000 kg (svitek včetně cívky)
Tloušťka plechu	0,2 – 2,0 mm
Šířka svitků	950 - 2 150 mm
Vnější průměr svitků	1 000 - 2 800 mm
Vnitřní průměr svitku (pro cívku)	665 mm

#### **Rozměr cívky:**

Vnitřní průměr	605 mm
Vnější průměr	max. 665 mm
Délka	2 350 mm

Parametry vozu:

Zdvih	1 150 mm
Pojezd	14 m
Pojezdová rychlost	200 mm/s
Tlak hydraulického oleje	max. 20 MPa

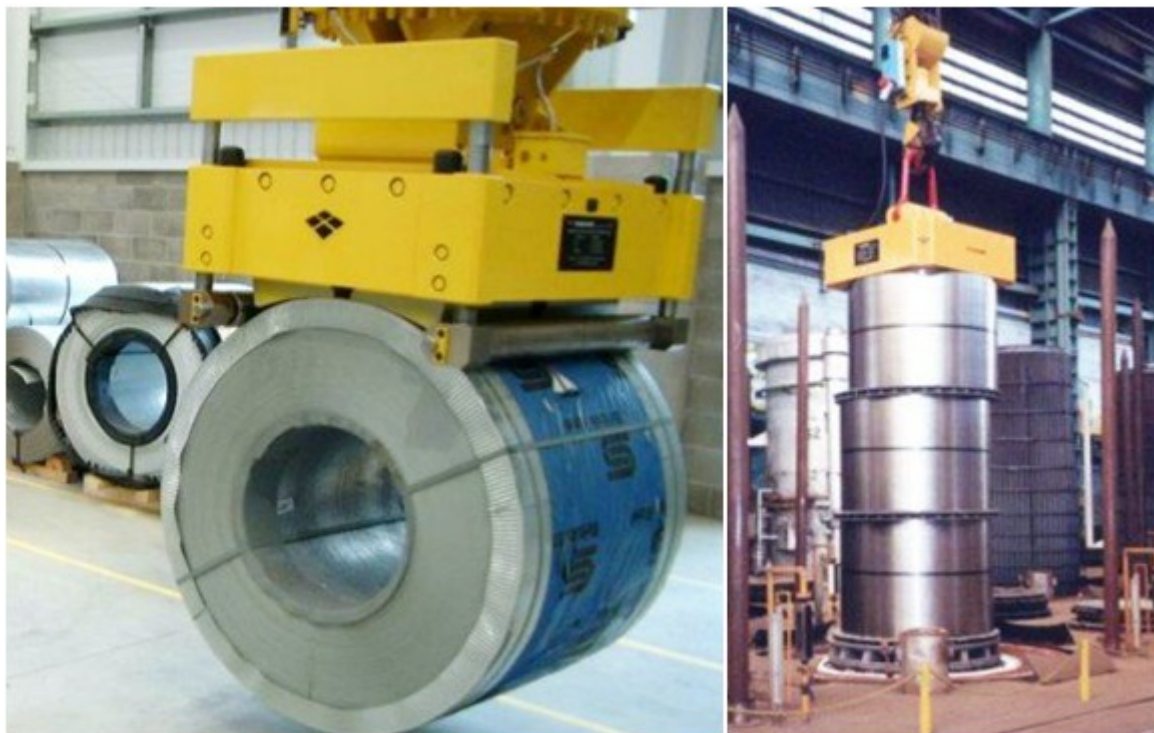
**Cíle diplomové práce**

- proved'te rešerši způsobů manipulace se svitky plechů
- proved'te potřebné kinematické a silové výpočty
- proved'te návrh vozu pro přepravu svitků
- proved'te potřebné pevnostní výpočty
- vytvořte 3D model vozu
- vytvořte sestavný výkres vozu, sestavný výkres pohonu a výkres ramene

## 2. Rešerše způsobů manipulace se svitky plechů

V současné době se na trhu vyskytuje velké množství různých zařízení pro manipulaci se svitky plechů. Všechna tato uvedená zařízení využívají mostových jeřábů k přepravě břemen.

### 2.1 Magnetické systémy



Obr. 1 Elektropermanení magnetické systémy [1]

Magnetické systémy umožňují manipulaci se svitkem plechu různorodých rozměrů bez limitu hmotnosti.

Výhodou je rychlá, snadná a efektivní přeprava. Systém je napájen ze sítě, takže je nutno nainstalovat na jeřáb řídicí systém, kabelový buben pro přívod energie a signálů. Další nevýhodou je vyšší pořizovací cena.

### 2.2 C-háky

C-hák je uchopovací prostředek sloužící k manipulaci se svitky plechu, svitky drátu, trubek či břemen obdobných tvarů. Nosná plocha vidlice a zadní opěrná část může být vybavena ochranným materiálem zabránujícím poškození manipulovaného materiálu.



Obr. 2 Různé typy C-háku [2]

V horní části C-háku je umístěn závěs jehož provedení, tvar a velikost je přizpůsobeno velikosti a provedení háku (jednoduchý, dvojité) na kterém bude C-hák zavěšen, případně může být zavěšen pomocí dvouramenného řetězového závěsu. [2]

Mezi hlavní výhodu patří poměrně nízká pořizovací cena. Nevýhodou je potřebný obslužný prostor okolo svitku, aby se dal C-hák do svitku zasunout.

### 2.3 Samosvorné kleště

Pro použití samosvorných kleští je nutné splnění následujících předpokladů:

- Okolo břemene musí být dostatečný prostor, aby bylo možno najet na břemeno
- Kleště musí mít možnost dosednout na břemeno a odlehčit zavěšení [3]



Obr. 3 Samosvorné kleště pro manipulaci se svitky plechů [4]

## 2.4 Elektromotorické a hydraulické kleště

Kleště zaručují bezpečnou, snadnou a rychlou manipulaci se svitky plechů. Výhodou oproti použití C-háků je značná úspora místa v uličkách mezi jednotlivými řadami svitků. Nevýhodou je vyšší pořizovací cena. Kleště jsou vybaveny sadou koncových spínačů, kontrolujících maximální a minimální rozevření ramen kleští, sevření svitku a naložení svitku. [5]



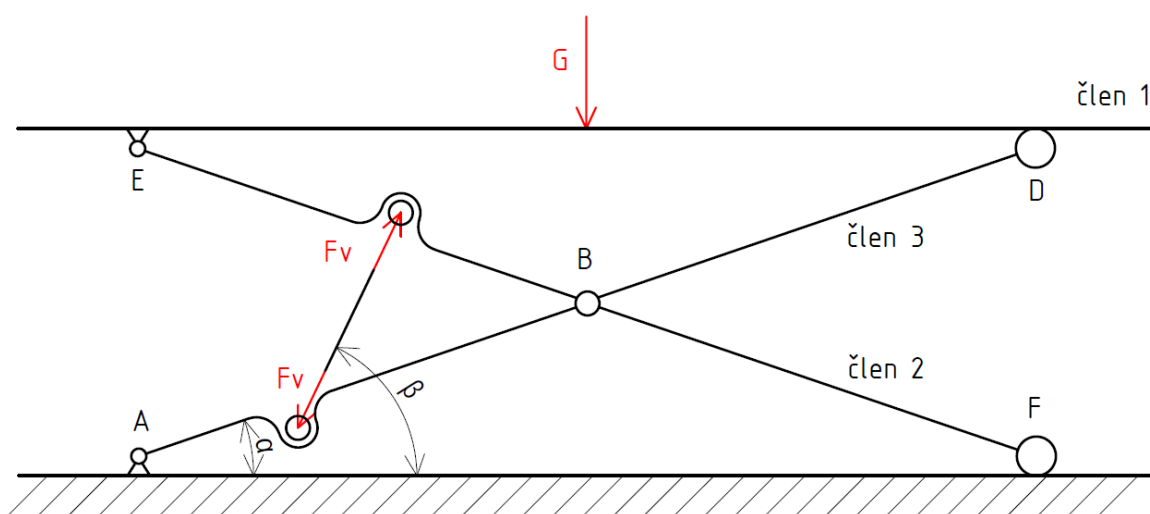
Obr. 4 Kleště s elektromotorickým pohonem [5]

### 3. Návrh

Před návrhem detailního konstrukčního provedení jsem provedl koncepční rozbor navrhovaného mechanismu z hlediska silových účinků.

#### 3.1 Statické uvolnění

V prvním kroku jsem provedl návrh koncepce nůžkového mechanismu a provedl silový rozbor. Na následujícím obrázku je uvedeno koncepční schéma nůžkového mechanismu.



Obr. 5 Schéma plošiny

Hmotnost svitku plechu:  $m = 32\,000\text{ kg}$

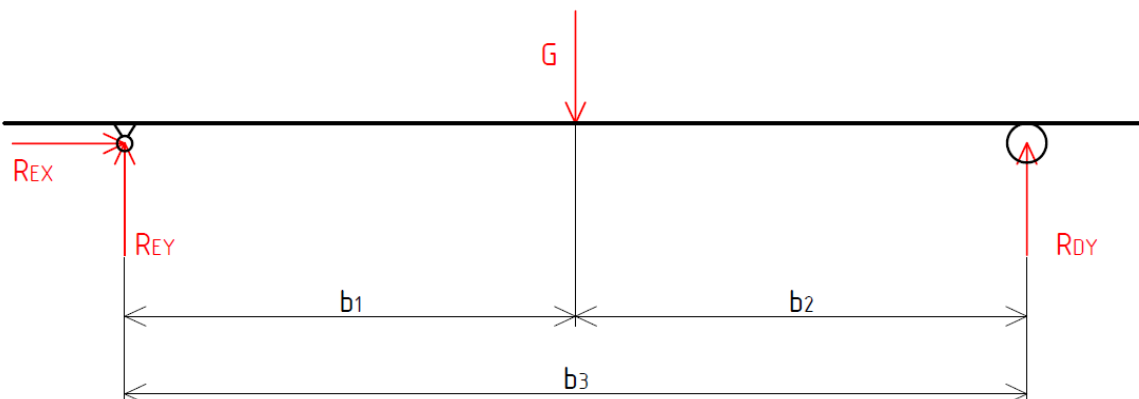
Působící síla

$$G = m \cdot g = \frac{32\,000}{2} \cdot 9,81 = 156\,960\text{ N} \quad (1)$$



### 3.1.1 Člen 1

Zvedací plošina je zatížená silou  $G$ . Zatěžovací síla se určí ze vztahu (1).



Obr. 6 Síly působící na člen 1

Rovnice rovnováhy - plošina v dolní poloze:

$$b_1 = 1559,5 \text{ mm}$$

$$b_2 = 1559,5 \text{ mm}$$

$$b_3 = 3119 \text{ mm}$$

$$\sum F_x = 0: R_{EX} = 0 \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0: R_{EY} + R_{DY} - G = 0 \Rightarrow R_{EY} = G - R_{DY} = 156\,960 - 78\,480 = \\ = 78\,480 \text{ N} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\sum M_E = 0: R_{DY} \cdot b_3 - G \cdot b_1 = 0 \Rightarrow R_{DY} = \frac{G \cdot b_1}{b_3} = \frac{156\,960 \cdot 1559,5}{3119} = 78\,480 \text{ N} \quad (4)$$

Rovnice rovnováhy - plošina v horní poloze:

$$b_1 = 1559,5 \text{ mm}$$

$$b_2 = 1125 \text{ mm}$$

$$b_3 = 2684,5 \text{ mm}$$

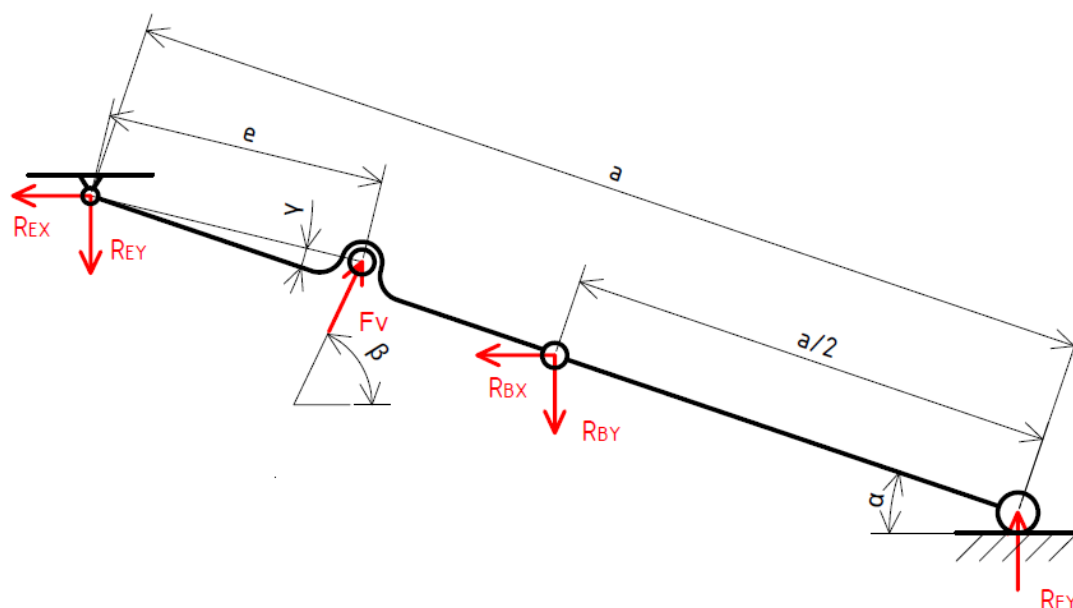
$$\sum F_x = 0: R_{EX} = 0 \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0: R_{EY} + R_{DY} - G = 0 \Rightarrow R_{EY} = G - R_{DY} = 156\,960 - 91\,182 = \\ = 65\,778 \text{ N} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\sum M_E = 0: R_{DY} \cdot b_3 - G \cdot b_1 = 0 \Rightarrow R_{DY} = \frac{G \cdot b_1}{b_3} = \frac{156\,960 \cdot 1559,5}{1125} = 91\,182 \text{ N} \quad (7)$$

### 3.1.2 Člen 2

K výpočtu reakcí je nutno sestavit tři rovnice rovnováhy. Dvě pro působící síly ve směru y, x a jednu momentovou rovnici k libovolnému bodu.



Obr. 7 Síly působící na člen 2

$$a = 3\,162 \text{ mm}$$

$$e = 963 \text{ mm}$$

$$\alpha = 9,37^\circ \div 30,02^\circ$$

$$\beta = 44,82^\circ \div 66,46^\circ$$

$$\gamma = 10,77^\circ$$

Rovnice rovnováhy:

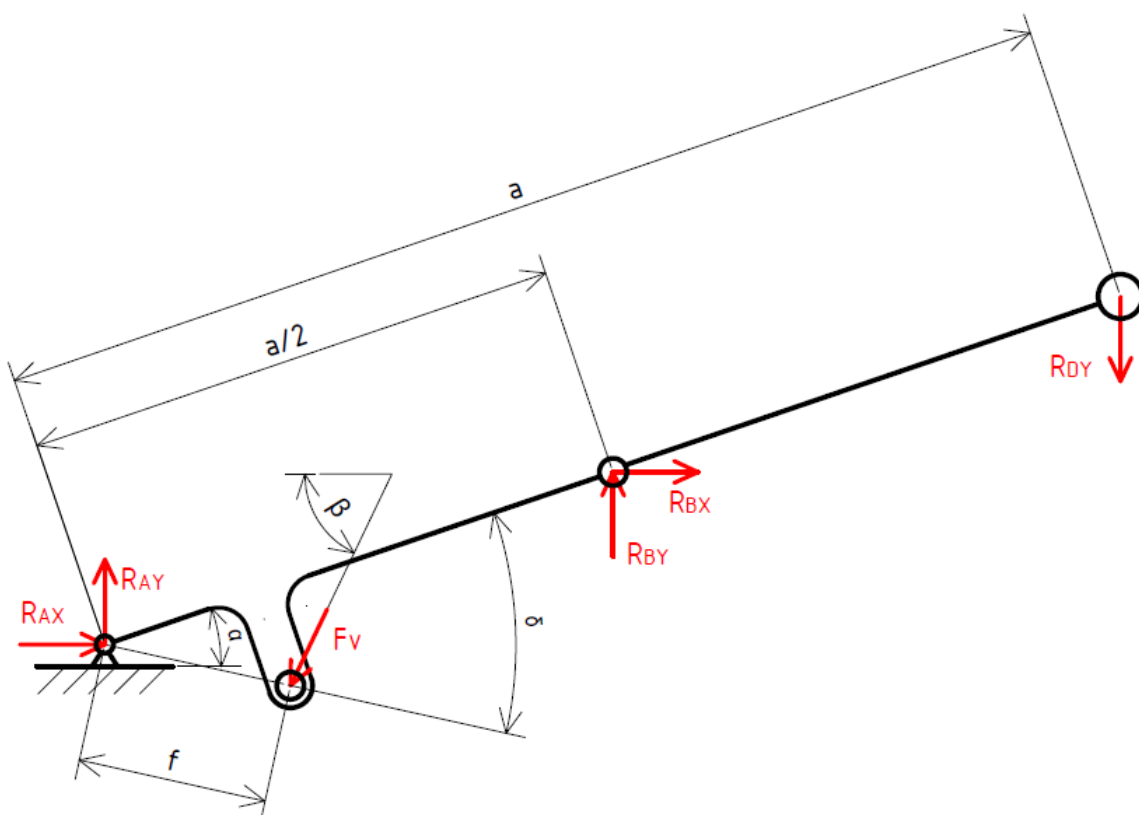
$$\sum F_x = 0: -R_{EX} - R_{BX} + Fv \cdot \cos \beta = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_y = 0: -R_{EY} - R_{BY} + R_{FY} + Fv \cdot \sin \beta = 0 \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = 0: & R_{FY} \cdot \cos \alpha \cdot a - R_{BY} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{a}{2} - R_{BX} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{a}{2} + \\ & + Fv \cdot \cos \beta \cdot \sin(\alpha - \gamma) \cdot e + Fv \cdot \sin \beta \cdot \cos(\alpha - \gamma) \cdot e = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

### 3.1.3 Člen 3

K výpočtu reakcí je nutno sestavit opět dvě rovnice rovnováhy ve směru y, x a jednu momentovou rovnici k libovolnému bodu.



Obr. 8 Síly působící na člen 3

$$f = 300 \text{ mm}$$

$$\sigma = 41,81^\circ$$

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: R_{AX} + R_{BX} - F_v \cdot \cos \beta = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_y = 0: R_{AY} + R_{BY} - R_{DY} - F_v \cdot \sin \beta = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_E = 0: -R_{DY} \cdot \cos \alpha \cdot a + R_{BY} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{a}{2} - R_{BX} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{a}{2} + F_v \cdot \cos \beta \cdot \sin(\alpha - \delta) \cdot f - F_v \cdot \sin \beta \cdot \cos(\alpha - \delta) \cdot f = 0 \quad (13)$$

### 3.2 Výpočet v MATHCADU

Sestavu 9 rovnic o 9 neznámých počítám pomocí programu Mathcad v dolní poloze ( $\alpha = 9,37^\circ$ ;  $\beta = 44,82^\circ$ ;  $b_2 = 1559,5$  mm;  $b_3 = 3119$  mm) a horní poloze ( $\alpha = 30,02^\circ$ ;  $\beta = 66,46^\circ$ ;  $b_2 = 1125$  mm;  $b_3 = 2684,5$  mm) viz Obr. 5 a Obr. 6.

#### 3.2.1 Řešení v dolní poloze

$$A := \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 \cdot \cos(\beta) & 0 & 0 & -1 \\ 1 \cdot \sin(\beta) & 0 & 0 & 0 \\ 1 \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha - \gamma) \cdot e + 1 \cdot \sin(\beta) \cos(\alpha - \gamma) \cdot e & 0 & 0 & -1 \cdot \sin(\alpha) \cdot \left(\frac{a}{2}\right) \\ -1 \cdot \cos(\beta) & 1 & 0 & 1 \\ -1 \cdot \sin(\beta) & 0 & 1 & 0 \\ -1 \cdot \cos(\alpha - \delta) \cdot \sin(\beta) \cdot f + 1 \cdot \sin(\alpha - \delta) \cos(\beta) \cdot f & 0 & 0 & -1 \cdot \sin(\alpha) \cdot \left(\frac{a}{2}\right) \end{bmatrix}$$

$$u := \begin{pmatrix} 0 \\ 78480 \\ 78480 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$v := A^{-1} \cdot u$$

$$v = \begin{pmatrix} 3.93456 \times 10^5 \\ 0 \\ 7.90012 \times 10^4 \\ 2.79088 \times 10^5 \\ 2.76819 \times 10^5 \\ 7.848 \times 10^4 \\ 0 \\ 7.848 \times 10^4 \\ 7.79588 \times 10^4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_v \\ R_{ax} \\ R_{ay} \\ R_{bx} \\ R_{by} \\ R_{dy} \\ R_{ex} \\ R_{ey} \\ R_{fy} \end{pmatrix}$$

### 3.2.2 Řešení v horní poloze

$$\underline{\underline{A}} := \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 \cdot \cos(\beta) & 0 & 0 & -1 \\ 1 \cdot \sin(\beta) & 0 & 0 & 0 \\ 1 \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha - \gamma) \cdot e + 1 \cdot \sin(\beta) \cos(\alpha - \gamma) \cdot e & 0 & 0 & -1 \cdot \sin(\alpha) \cdot \left(\frac{a}{2}\right) \\ -1 \cdot \cos(\beta) & 1 & 0 & 1 \\ -1 \cdot \sin(\beta) & 0 & 1 & 0 \\ -1 \cdot \cos(\alpha - \delta) \cdot \sin(\beta) \cdot f + 1 \cdot \sin(\alpha - \delta) \cos(\beta) \cdot f & 0 & 0 & -1 \cdot \sin(\alpha) \cdot \left(\frac{a}{2}\right) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \cdot \cos(\alpha) \cdot a \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 \cdot \cos(\alpha) \cdot a & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \underline{\underline{u}} := \begin{pmatrix} 0 \\ 65778 \\ 91182 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\underline{\underline{v}} := \underline{\underline{A}}^{-1} \cdot \underline{\underline{u}}$$

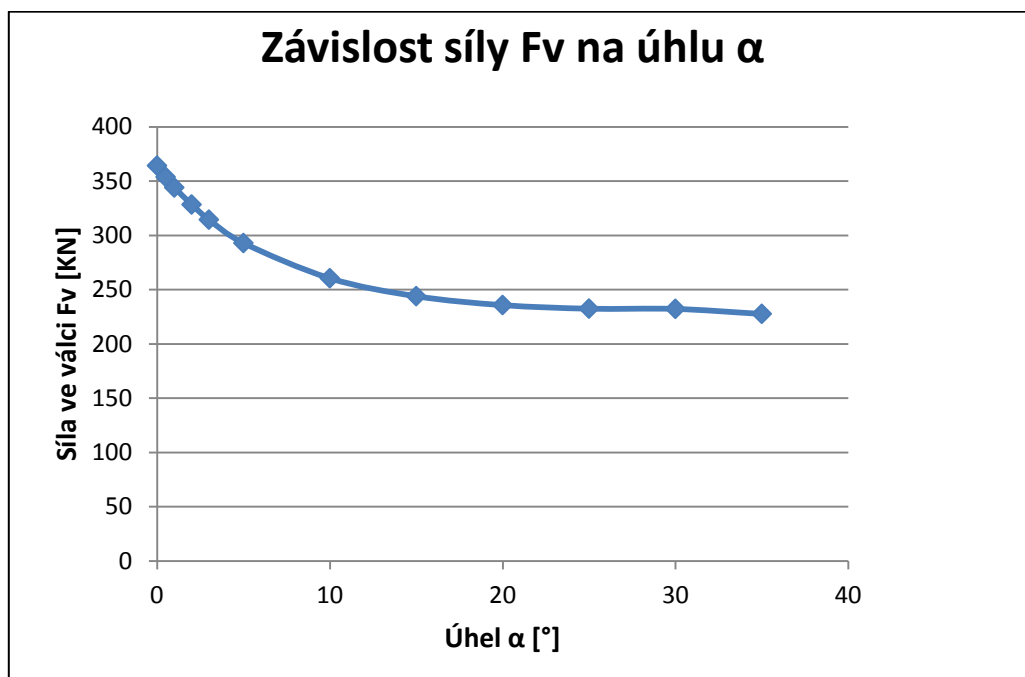
$$\underline{\underline{v}} = \begin{pmatrix} 3.49481 \times 10^5 \\ 5.06228 \times 10^{-12} \\ 6.59053 \times 10^4 \\ 1.39579 \times 10^5 \\ 3.45686 \times 10^5 \\ 9.1194 \times 10^4 \\ 0 \\ 6.5766 \times 10^4 \\ 9.10547 \times 10^4 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} F_v \\ R_{ax} \\ R_{ay} \\ R_{bx} \\ R_{by} \\ R_{dy} \\ R_{ex} \\ R_{ey} \\ R_{fy} \end{pmatrix}$$

### 3.3 Grafické znázornění závislosti síly $F_v$ na úhlu $\alpha$

Pomocí programu Mathcad jsem vypočítal sílu potřebnou pro dva válce. Celkem budou použity tři válce, proto je nutný přepočet síly.

Nejhorší situace nastává, když je zvedací plošina v dolní poloze (patrné z výpočtu soustavy rovnic v Mathcadu).

$$F_v = 393\,456 \cdot 2/3 = 262\,304\, N \quad (14)$$



Graf 1 Závislost síly  $F_v$  na úhlu  $\alpha$

### 3.4 Výpočet síly ve válci

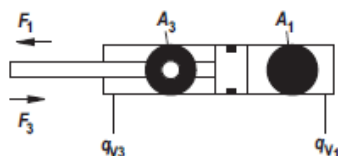
Volím válec Rexroth CDL2MP5\_160\_100\_520 z důvodu, že tento nejlépe vyhovuje z hlediska silových a délkových parametrů.



Obr. 9 Válec Rexroth [6]

## Diameters, areas, forces, flow

Piston ØAL  mm	Piston rod ØMM mm at a nominal pressure of		Area ratio $\varphi$  $A_1/A_3$	Areas		Force generated by pressure <sup>1)</sup> $F_1$ kN at a nominal pressure of		Traction force <sup>1)</sup> $F_3$ kN at a nominal pressure of		Flow at 0.1 m/s <sup>2)</sup>		Max. available stroke length mm
	160 bar	250 bar		Piston $A_1$ cm <sup>2</sup>	Ring $A_3$ cm <sup>2</sup>	160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	Off $q_{V1}$ l/min	On $q_{V3}$ l/min	
25	14	–	1,46	4,91	3,37	7,85	–	5,39	–	2,94	2,02	600
32	18	–	1,46	8,04	5,50	12,86	–	8,79	–	4,82	3,30	800
40	22	–	1,43	12,56	8,76	20,10	–	14,02	–	7,54	5,26	1000
	–	25	1,64		7,65	–	31,40	–	19,13		4,59	
50	28	–	1,46	19,63	13,47	31,40	–	21,55	–	11,78	8,08	1200
	–	32	1,69		11,59	–	49,06	–	28,97		6,95	
63	36	–	1,49	31,16	20,98	49,85	–	33,57	–	18,69	12,59	1400
	–	40	1,68		18,60	–	77,89	–	46,49		11,16	
80	45	–	1,46	50,24	34,34	80,38	–	54,95	–	30,14	20,61	1700
	–	50	1,64		30,62	–	125,60	–	76,54		18,37	
100	56	–	1,46	78,50	53,88	125,60	–	86,21	–	47,10	32,33	2000
	–	63	1,66		47,34	–	196,25	–	118,36		28,41	
125	70	–	1,46	122,66	84,19	196,25	–	134,71	–	73,59	50,51	2300
	–	80	1,69		72,42	–	306,64	–	181,04		43,45	
160	–	100	1,64	200,96	122,46	–	502,40	–	306,15	120,58	73,48	2600
200	–	125	1,64	314,00	191,34	–	785,00	–	478,36	188,40	114,81	3000



<sup>1)</sup> Theoretical static cylinder force (without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts like e.g. swivel heads, plates or valves, etc.)

<sup>2)</sup> Stroke speed

Obr. 10 Typy válců Rexroth (volím válec v červeném rámečku) [7]

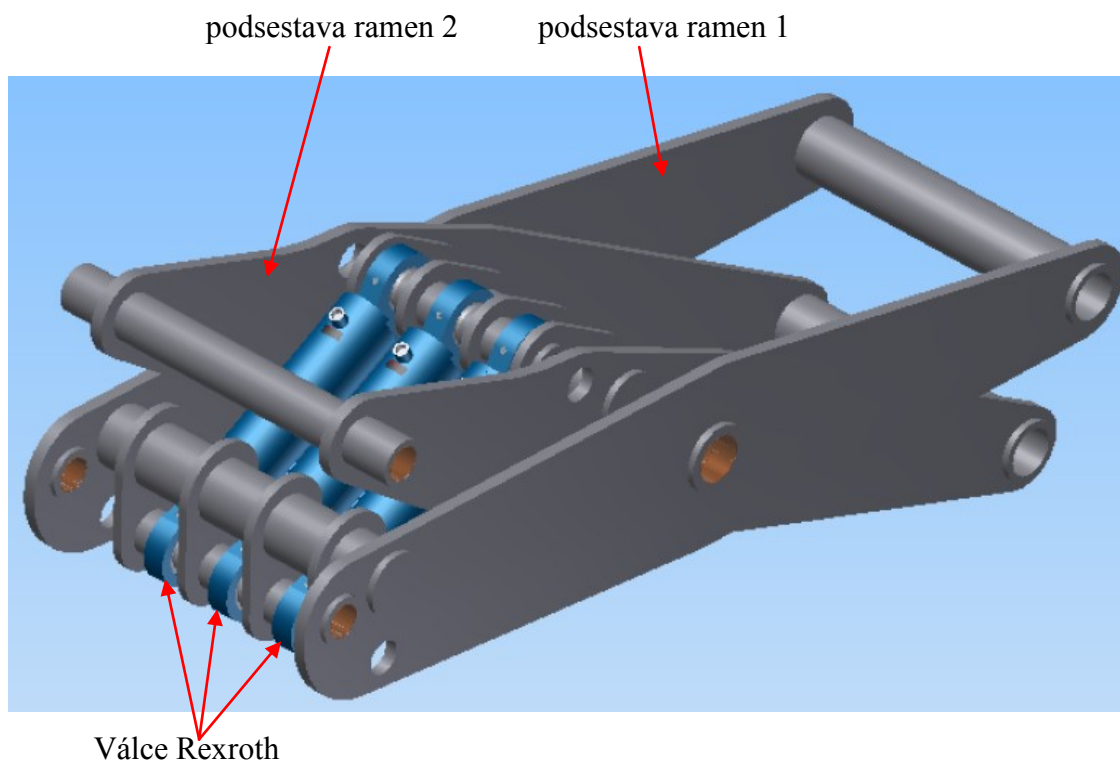
$$p = 200 \text{ bar} = 20\,000\,000 \text{ Pa}$$

$$S = 200,96 \text{ cm}^2 = 0,020096 \text{ m}^2$$

Síla válce

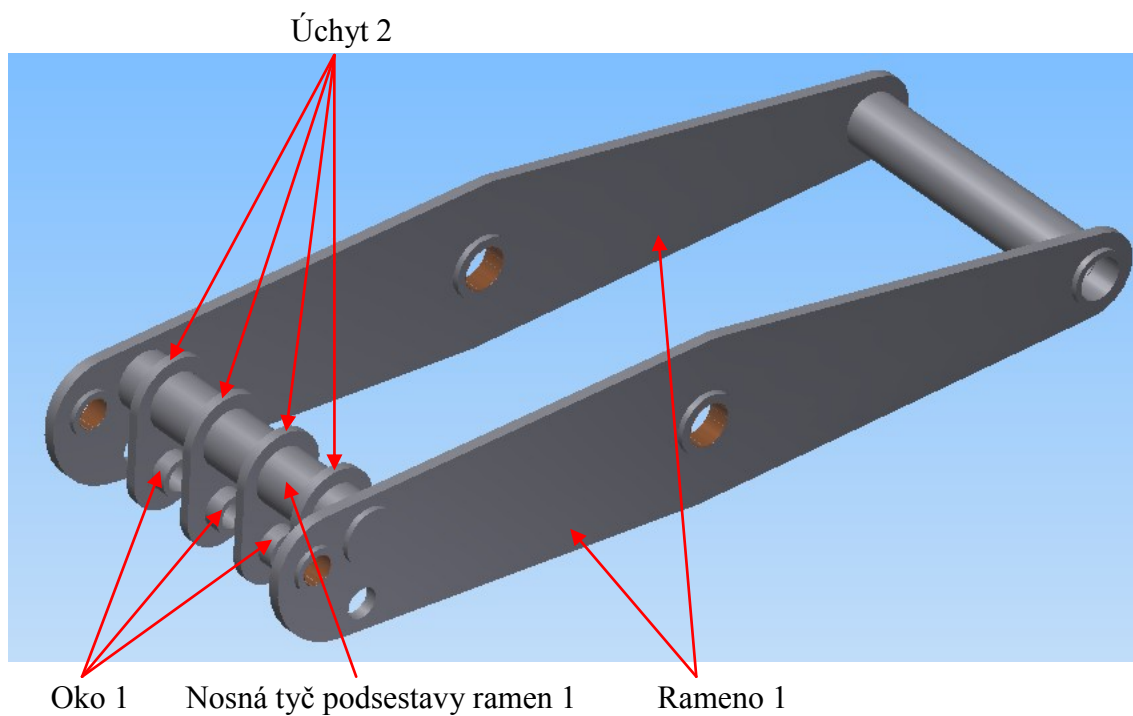
$$Fv = p \cdot S = 20\,000\,000 \cdot 0,020096 = 401\,960 \text{ N} \quad (15)$$

### 3.5 Návrh sestavy ramen



Obr. 11 Sestava ramen

#### 3.5.1 Pevnostní kontrola podsestavy ramen 1



Obr. 12 Podsestava ramen 1

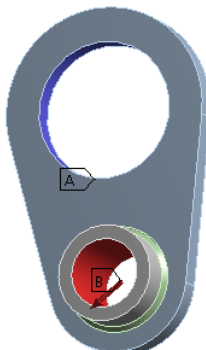


### 3.5.1.1 Pevnostní kontrola úchyty 2 a oka 1 (viz Obr. 12)

Výpočet je proveden pomocí programu Ansys Workbench.

Zavedení vazby a působící síly

**A: Static Structural**  
Static Structural  
Time: 1, s  
6.3.2015 16:26  
**A** Fixed Support  
**B** Bearing Load: 4,0196e+005 N

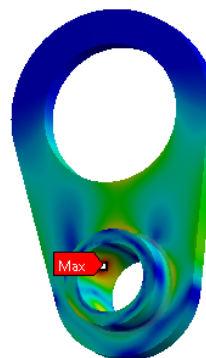


Obr. 13 Zavedení vazby a působící síly

Ekvivalentní napětí

**A: Static Structural**  
Equivalent Stress 4  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
6.3.2015 16:26

274,64 Max  
244,13  
213,61  
183,1  
152,58  
122,07  
91,549  
61,034  
30,518  
0,001704 Min



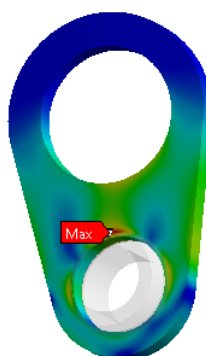
Obr. 14 Ekvivalentní napětí

Úchyt 2

Ekvivalentní napětí

**A: Static Structural**  
Equivalent Stress 2  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
6.3.2015 16:26

253,56 Max  
225,39  
197,22  
169,04  
140,87  
112,7  
84,522  
56,349  
28,175  
0,001704 Min



Obr. 15 Ekvivalentní napětí úchyty 2

Materiál úchyty 2: 14 220.3  $\Rightarrow Re = 588$  MPa [8]

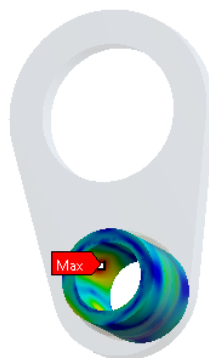
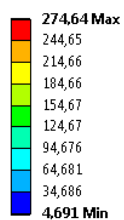
Statická bezpečnost kritického místa

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{588}{253,6} = 2,319 \quad (16)$$

## Oko 1

Ekvivalentní napětí

A: Static Structural  
Equivalent Stress 3  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
6.3.2015 16:20



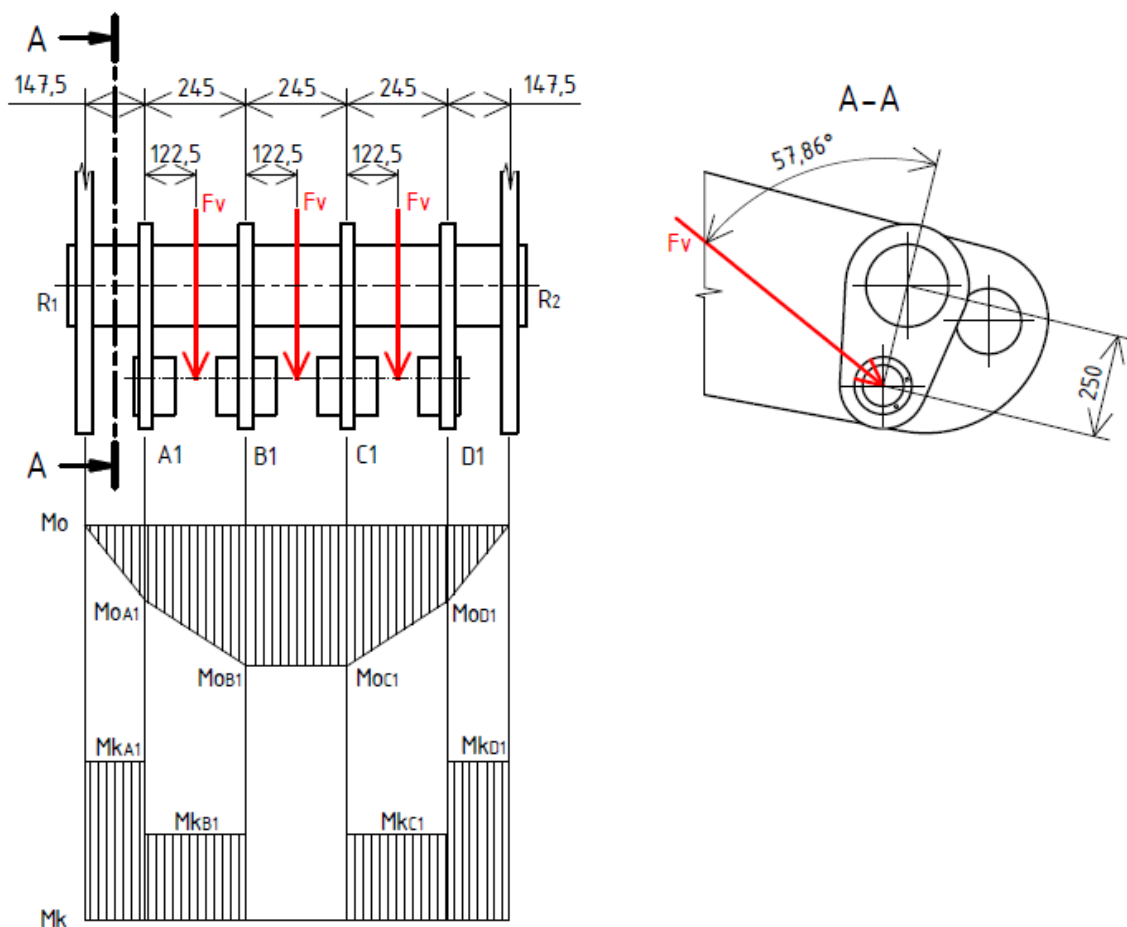
Obr. 16 Ekvivalentní napětí oka 1

Materiál oka 1: 15 230.3  $\Rightarrow R_e = 590$  MPa [9]

Statická bezpečnost kritického místa

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{590}{274,6} = 2,149 \quad (17)$$

### 3.5.1.2 Pevnostní kontrola nosné tyče podsestavy ramen 1



Obr. 17 Zavedení sil a kontrola nosné tyče podsestavy ramen 1

Výpočet reakci

$$R_1 = R_2 = \frac{3 \cdot F_v \cdot \cos(57,86^\circ)}{2} = \frac{3 \cdot 401\,960 \cdot \cos(57,86^\circ)}{2} = 320\,758 \text{ N} \quad (18)$$

Výpočet ohybových momentů

$$M_{oA1} = M_{oD1} = R_1 \cdot 147,5 = 320\,758 \cdot 147,5 = 47\,311\,805 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} M_{oB1} = M_{oC1} &= R_1 \cdot (147,5 + 245) - \frac{F_v \cdot \cos(57,86^\circ)}{2} \cdot 245 = \\ &= 320\,758 \cdot (147,5 + 245) - \frac{401\,960 \cdot \cos(57,86^\circ)}{2} \cdot 245 = \\ &= 99\,702\,281,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (20)$$

Výpočet krouticích momentů

$$\begin{aligned} M_{kA1} = M_{kD1} &= 1,5 \cdot F_v \cdot \sin(57,86^\circ) \cdot 250 = 1,5 \cdot 401\,960 \cdot \sin(57,86^\circ) \cdot 250 = \\ &= 127\,634\,971 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned}
 M_{kB1} &= M_{kC1} = Fv \cdot \sin(57,86^\circ) \cdot 250 = 401\,960 \cdot \sin(57,86^\circ) = \\
 &= 85\,089\,951 \, N \cdot mm
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

#### Bod A1

Ohybové napětí

$$\sigma_{soA1} = \frac{32 \cdot M_{oA1}}{\pi \cdot d_{A1}^3} = \frac{32 \cdot 47\,311\,805}{\pi \cdot 200^3} = 60,2 \, MPa
 \tag{23}$$

Smykové napětí

$$\tau_{sA1} = \frac{16 \cdot M_{kA1}}{\pi \cdot d_{A1}^3} = \frac{16 \cdot 127\,634\,971}{\pi \cdot 200^3} = 81,3 \, MPa
 \tag{24}$$

Redukované napětí podle GUESTA

$$\sigma_{redA1} = \sqrt{\sigma_{soA1}^2 + 4 \cdot \tau_{sA1}^2} = \sqrt{60,2^2 + 4 \cdot 81,3^2} = 173,4 \, MPa
 \tag{25}$$

Statická bezpečnost

Materiál: 12 050 =>  $Re = 285 \, MPa$  [10]

$$k_{sA1} = \frac{Re}{\sigma_{redA1}} = \frac{285}{173,4} = 1,643
 \tag{26}$$

#### Bod B1

Ohybové napětí

$$\sigma_{soB1} = \frac{32 \cdot M_{oB1}}{\pi \cdot d_{B1}^3} = \frac{32 \cdot 99\,702\,281,5}{\pi \cdot 200^3} = 127 \, MPa
 \tag{27}$$

Smykové napětí

$$\tau_{sB1} = \frac{16 \cdot M_{kB1}}{\pi \cdot d_{B1}^3} = \frac{16 \cdot 85\,089\,951}{\pi \cdot 200^3} = 54,2 \, MPa
 \tag{28}$$

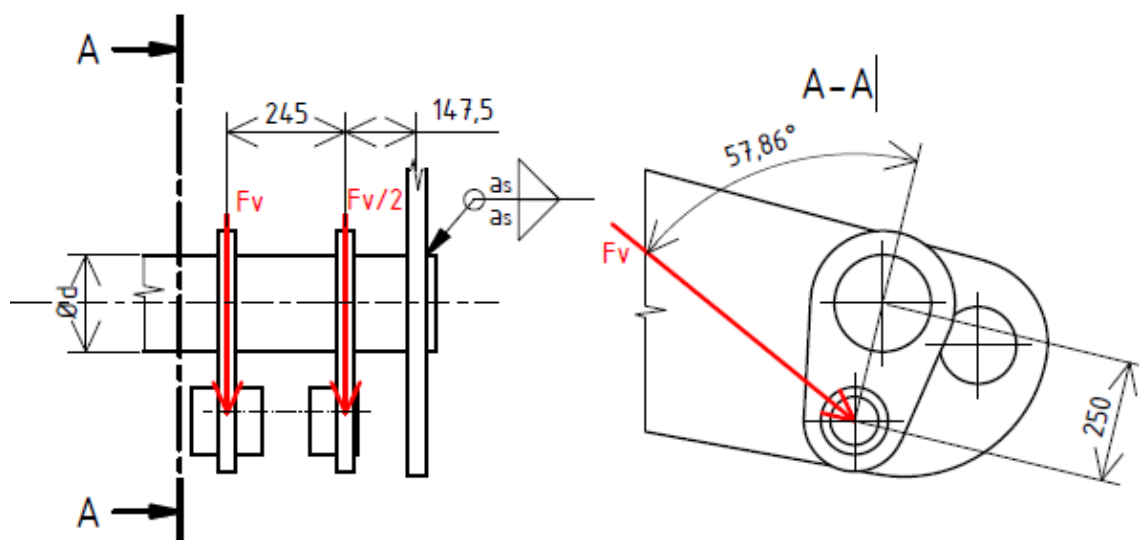
Redukované napětí podle GUESTA

$$\sigma_{redB1} = \sqrt{\sigma_{soB1}^2 + 4 \cdot \tau_{sB1}^2} = \sqrt{127^2 + 4 \cdot 54,2^2} = 167 \, MPa
 \tag{29}$$

Statická bezpečnost

$$k_{sB1} = \frac{Re}{\sigma_{redB1}} = \frac{285}{167} = 1,707
 \tag{30}$$

## Kontrola svaru mezi ramenem 1 a nosnou tyčí podsestavy ramen 1



Obr. 18 Zavedení sil a kontrola svaru mezi ramenem 1 a nosnou tyčí podsestavy ramen 1

Materiál: 12 050  $\Rightarrow Re = 285 \text{ MPa}$  [10]

$k_4 = 0,65$  [11]

$k_{ss} = 1,5$  [11]

$F_v = 401\,960 \text{ N}$

$a_s = 13 \text{ mm}$

$d = 200 \text{ mm}$

Krut

$$M_k = F_v \cdot \sin(57,86^\circ) \cdot 250 + \frac{F_v \cdot \sin(57,86^\circ)}{2} \cdot 250 = 401\,960 \cdot \sin(57,86^\circ) \cdot 250 + \frac{401\,960 \cdot \sin(57,86^\circ)}{2} \cdot 250 = 127\,634\,971 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (31)$$

$$\tau_F = \frac{M_k \cdot \left(\frac{d}{2} + a_s\right)}{\frac{\pi}{32} [(d + 2 \cdot a_s)^4 - d^4]} = \frac{127\,634\,971 \cdot \left(\frac{200}{2} + 13\right)}{\frac{\pi}{32} [(200 + 2 \cdot 13)^4 - 200^4]} = 145,6 \text{ MPa} \quad (32)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_F}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{145,6}{0,65}\right)^2} = 224 \text{ MPa} \quad (33)$$

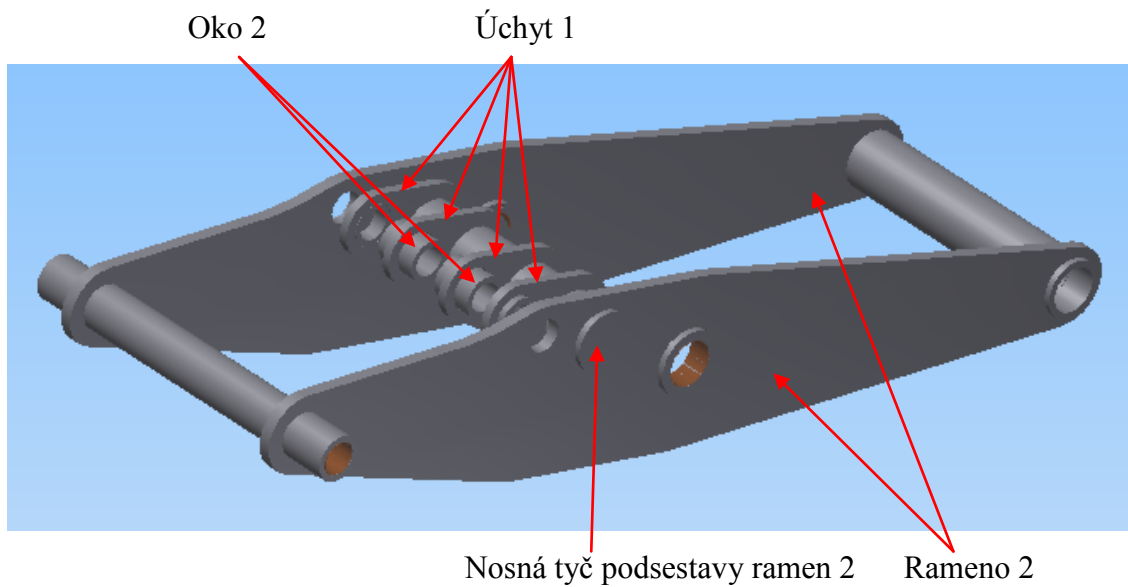
$$\beta_s = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot a_s = 1,3 - 0,03 \cdot 1,41 \cdot 13 = 0,75 \quad (34)$$

$$\sigma_{red} \leq 2 \cdot \beta_s \cdot \frac{Re}{k_{ss}} \quad (35)$$

$$224 \leq 2 \cdot 0,75 \cdot \frac{285}{1,5} \quad (36)$$

$224 \leq 285 \Rightarrow$  vyhovuje

### 3.5.2 Pevnostní kontrola podsestavy ramen 2



Obr. 19 Podsestava ramen 2

#### 3.5.2.1 Pevnostní kontrola ramene 2

Výpočet je proveden pomocí programu Ansys Workbench.

Zavedení působících sil

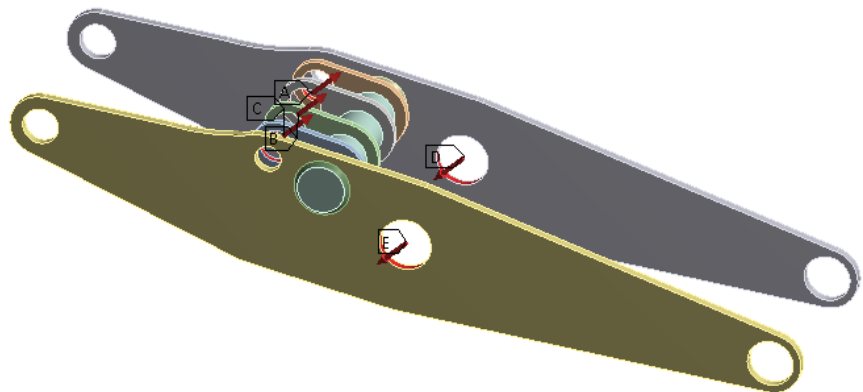
##### A: Static Structural

Static Structural

Time: 1, s

22.3.2015 17:10

- A** Remote Force: 4,0196e+005 N
- B** Remote Force 2: 4,0196e+005 N
- C** Remote Force 3: 4,0196e+005 N
- D** Bearing Load: 3,9309e+005 N
- E** Bearing Load 2: 3,9309e+005 N

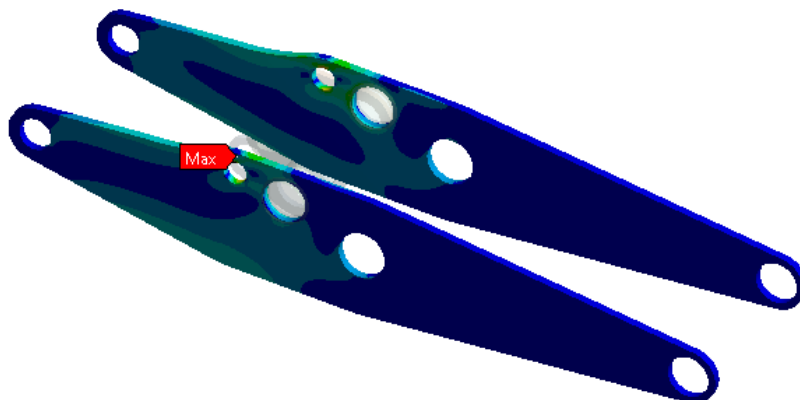


Obr. 20 Zavedení působící síly na rameno 2

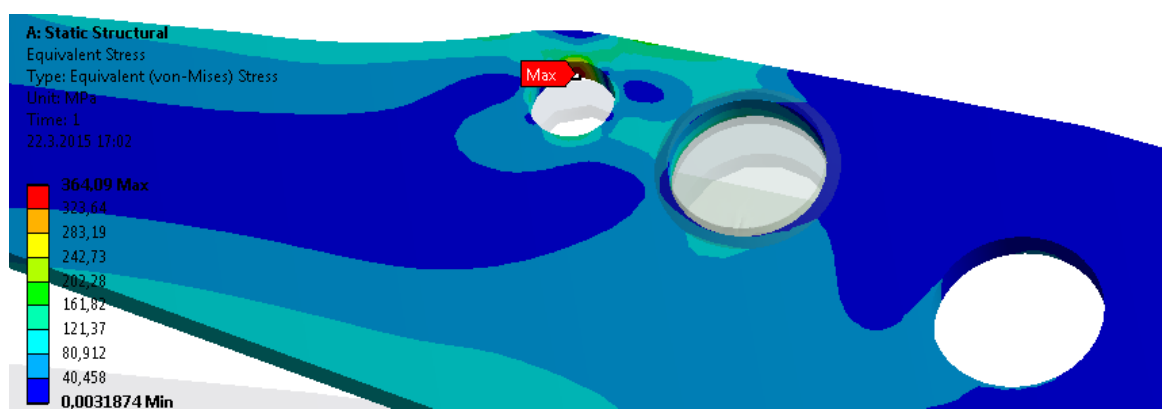
## Ekvivalentní napětí

A: Static Structural  
Equivalent Stress 4  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
22.3.2015 17:01

364,09 Max  
323,64  
283,19  
242,73  
202,28  
161,82  
121,37  
80,912  
40,458  
0,0031874 Min



Obr. 21 Ekvivalentní napětí ramene 2



Obr. 22 Detailní zobrazení max. ekvivalentní napětí ramene 2

Materiál ramene 2: 14 220.3  $\Rightarrow Re = 588$  MPa [8]

Statická bezpečnost kritického místa

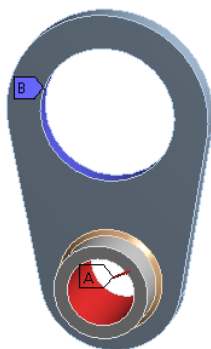
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{max}} = \frac{588}{364,1} = 1,615 \quad (37)$$

### 3.5.2.2 Pevnostní kontrola úchytu 1 a oka 2 (viz Obr. 19)

Výpočet je proveden pomocí programu Ansys Workbench.

Zavedení vazby a působící síly

**A: Static Structural**  
Static Structural  
Time: 1, s  
28.3.2015 15:18  
**A** Bearing Load: 3,4033e+005 N  
**B** Fixed Support

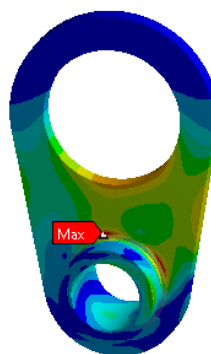


Obr. 23 Zavedení vazby a působící síly

Ekvivalentní napětí

**A: Static Structural**  
Equivalent Stress 4  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
28.3.2015 15:19

191,8 Max  
170,49  
149,18  
127,87  
106,56  
85,249  
63,939  
42,628  
21,318  
0,0072711 Min



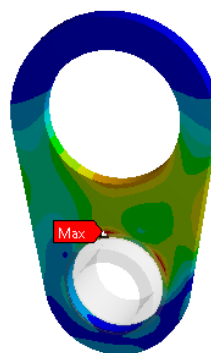
Obr. 24 Ekvivalentní napětí

Úchyt 1

Ekvivalentní napětí

**A: Static Structural**  
Equivalent Stress 3  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
28.3.2015 15:20

191,8 Max  
170,49  
149,18  
127,87  
106,56  
85,249  
63,939  
42,628  
21,318  
0,0072711 Min



Obr. 25 Ekvivalentní napětí úchytu

Materiál úchytu 1: 14 220.3 =>  $Re = 588$  MPa [8]



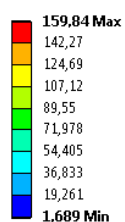
Statická bezpečnost kritického místa

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{588}{191,8} = 3,066 \quad (38)$$

## Oko 2

Ekvivalentní napětí

A: Static Structural  
Equivalent Stress 2  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
28.3.2015 15:21



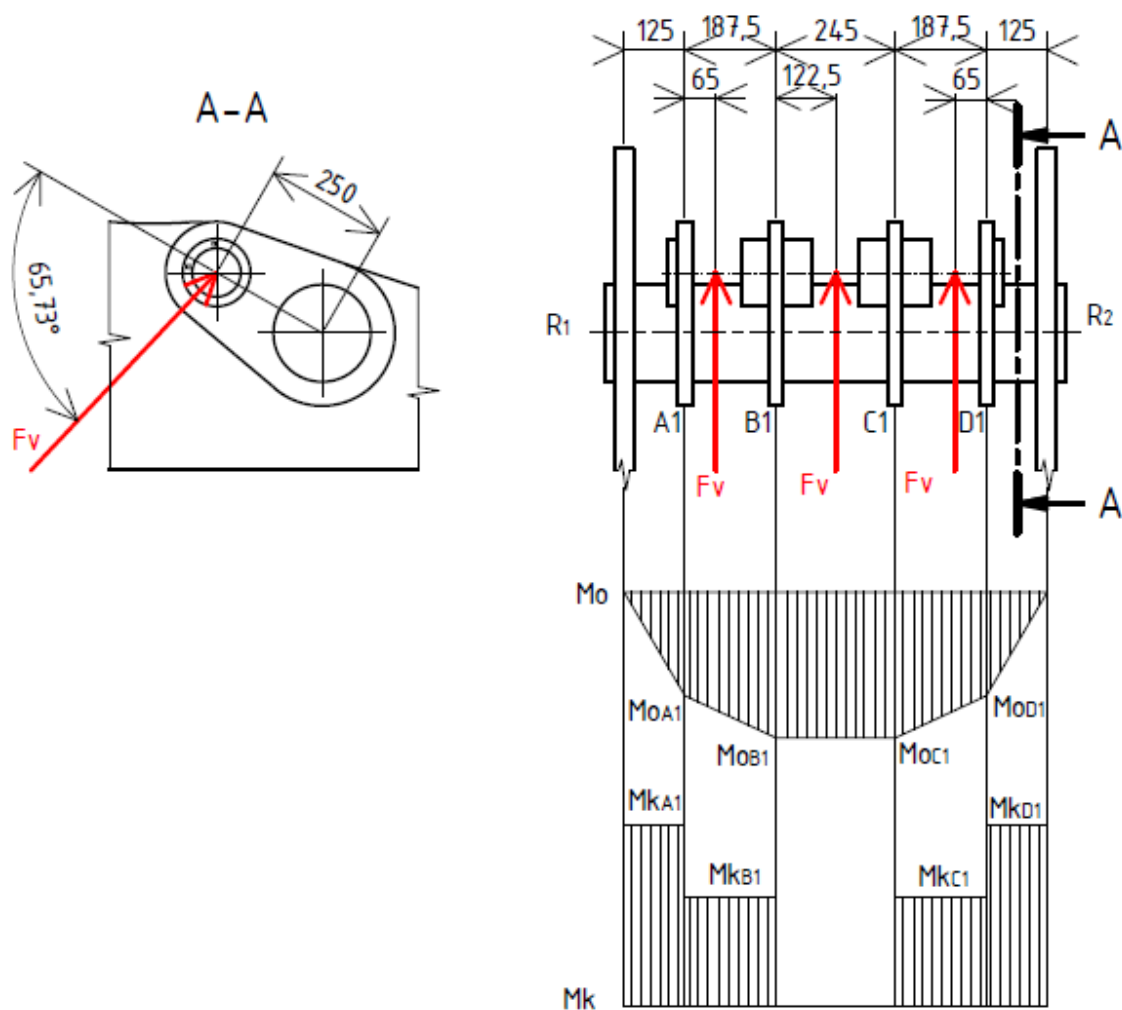
Obr. 26 Ekvivalentní napětí ČSN 425510-1 - 140-145

Materiál oka 2: 15 230.3  $\Rightarrow R_e = 590$  MPa [9]

Statická bezpečnost kritického místa

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{590}{160} = 3,688 \quad (39)$$

### 3.5.2.3 Pevnostní kontrola nosné tyče podestavy ramen 2



Obr. 27 Zavedení sil a kontrola nosné tyče podestavy ramen 2

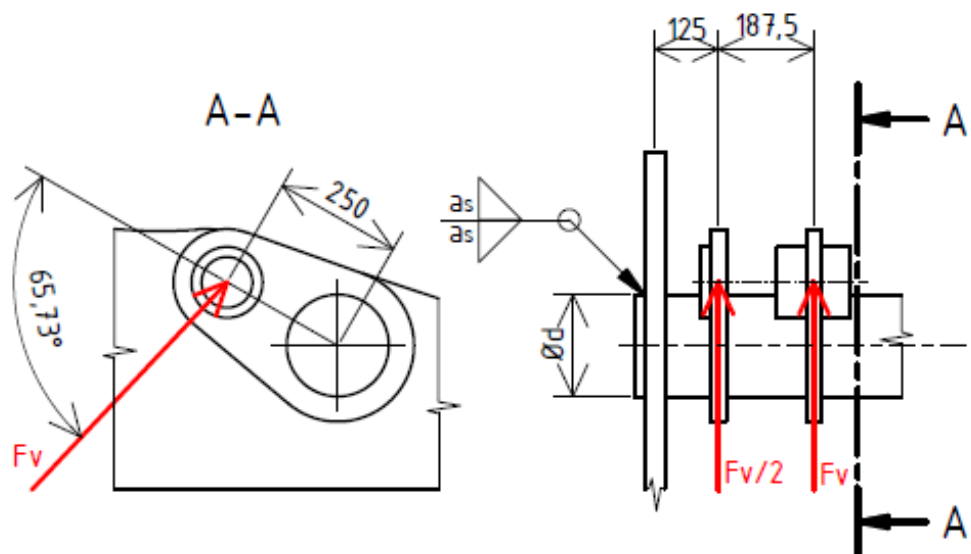
Výpočet proveden stejným způsobem jako pevnostní kontrola nosné tyče podestavy ramen 1

Materiál: 12 050 =>  $Re = 285 \text{ MPa}$  [10]

Tab. 1 Výsledky výpočtu pevnostní kontroly nosné tyče podestavy ramen 2

$R_1 = R_2$	247 831		[N]		
$M_{oA1} = M_{oD1}$	30 978 875	[N·mm]	$M_{kA1} = M_{kD1}$	137 412 832,7	[N·mm]
$M_{oB1} = M_{oC1}$	57 207 680	[N·mm]	$M_{kB1} = M_{kC1}$	77 597 338,5	[N·mm]
Bod A1			Bod B1		
$\sigma_{soA1}$	39,4	[MPa]	$\sigma_{soB1}$	72,8	[MPa]
$\tau_{sA1}$	87,5	[MPa]	$\tau_{sB1}$	49,4	[MPa]
$\sigma_{redA1}$	179,4	[MPa]	$\sigma_{redB1}$	122,7	[MPa]
$k_{sA1}$	1,589	[-]	$k_{sB1}$	2,323	[-]

### 3.5.2.4 Kontrola svaru mezi ramenem 2 a nosnou tyčí podsestavy ramen 2



Obr. 28 Zavedení sil a kontrola svaru mezi ramenem 2 a nosnou tyčí podsestavy ramen 2

Výpočet proveden stejným způsobem jako kontrola svaru mezi ramenem 1 a nosnou tyčí podsestavy ramen 1

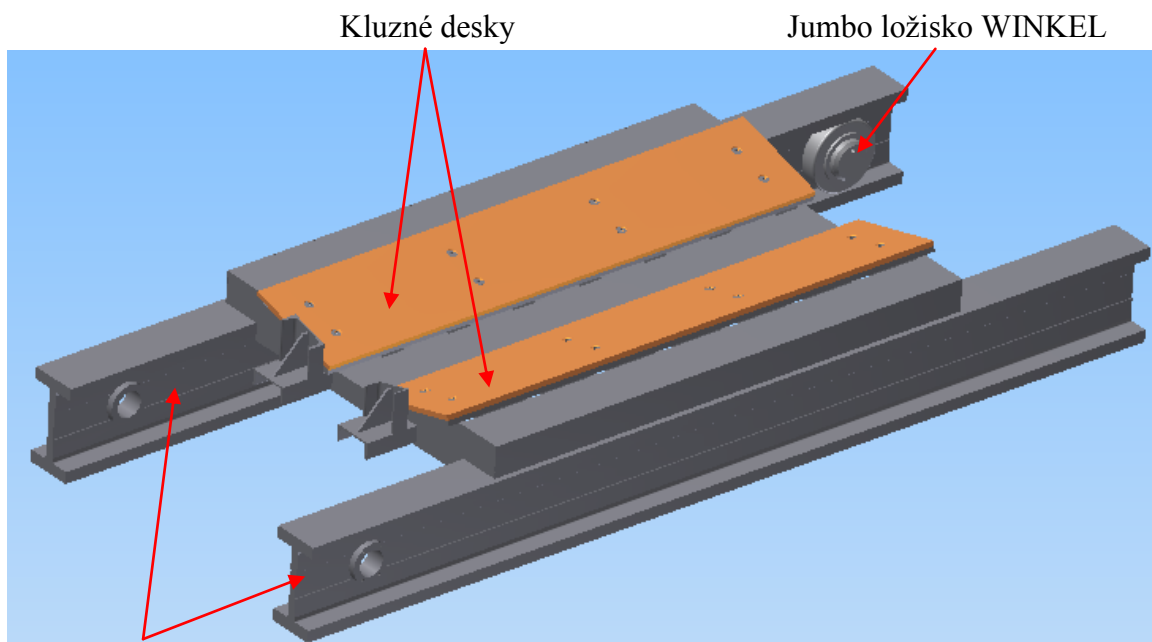
Materiál: 12 050  $\Rightarrow Re = 285 \text{ MPa}$  [10]

Tab. 2 Výsledky výpočtu svaru mezi ramenem 2 a nosnou tyčí podsestavy ramen 2

$M_K$	137 412 832,7	[N·mm]
$\tau_F$	156,8	[MPa]
$\beta_s$	0,75	[ - ]
$\sigma_{red}$	241,2	[MPa]
$\sigma_{DOV}$	285	[MPa]

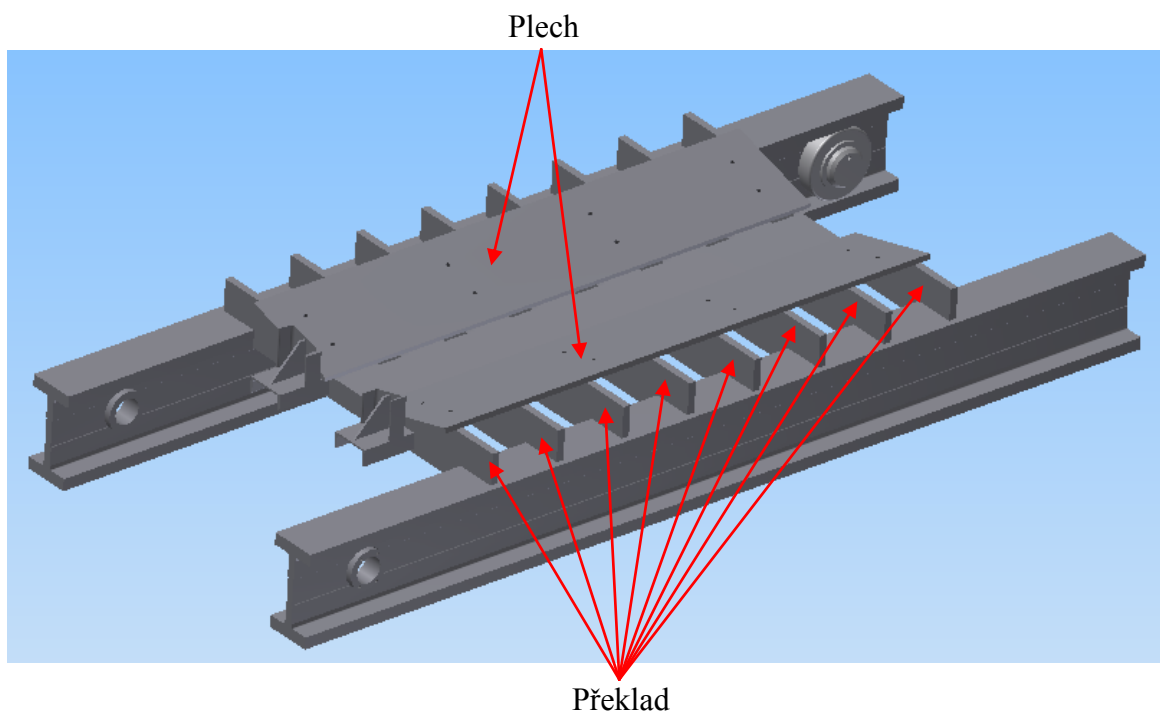
### 3.6 Návrh horního rámu

Horní rám je svařovaný. Skládá se z profilu WINKEL, ve kterém pojíždí ložisko WINKEL. Profily jsou spojeny pomocí výpalku plechu, které zakrývají tenké plechy. Na horním rámu je umístěno sedlo tvaru „V“ opatřeno kluznými deskami, zabraňujícími poškození povrchu svitku plechu.



Jumbo profil WINKEL

Obr. 29 Horní rám

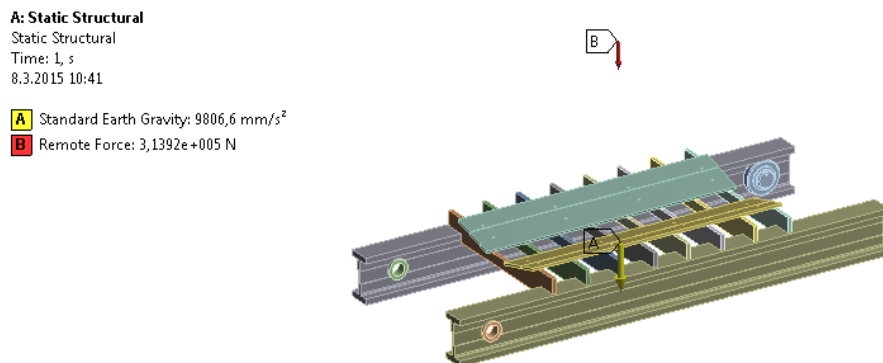


Obr. 30 Horní rám bez kluzných desek a krycích plechů

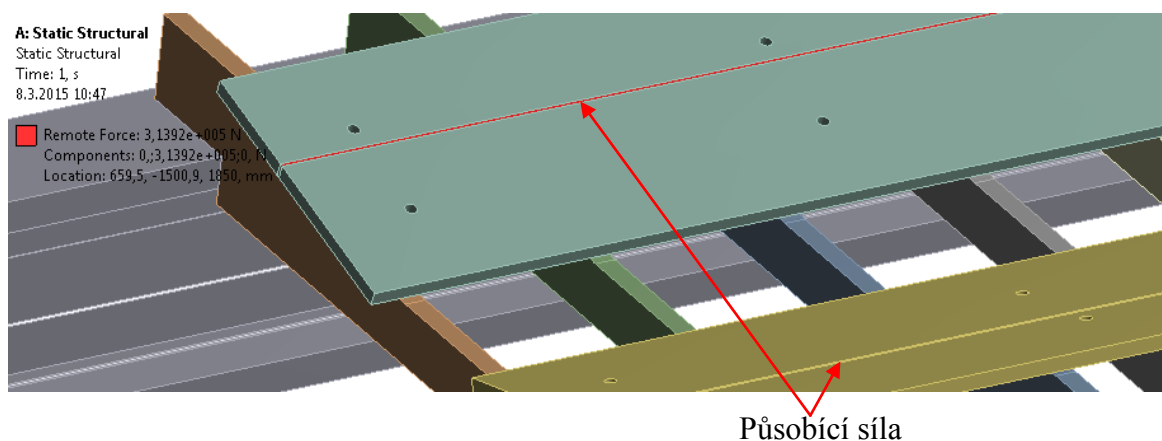
### 3.6.1 Pevnostní kontrola horního rámu

Výpočet je proveden pomocí programu Ansys Workbench.

Zavedení působících sil



Obr. 31 Zavedení působících sil



Obr. 32 Zavedení působící síly do dvou úzkých linií

Po konzultaci s odborníkem na tuto problematiku Ing. Zdeňkem Porubou, Ph. D., jsem působící sílu (hmotnost svitku plechu) zavedl ve dvou úzkých liniích, ve kterých dochází ke kontaktu mezi plechem a svitkem plechu.

## Ekvivalentní napětí

### A: Static Structural

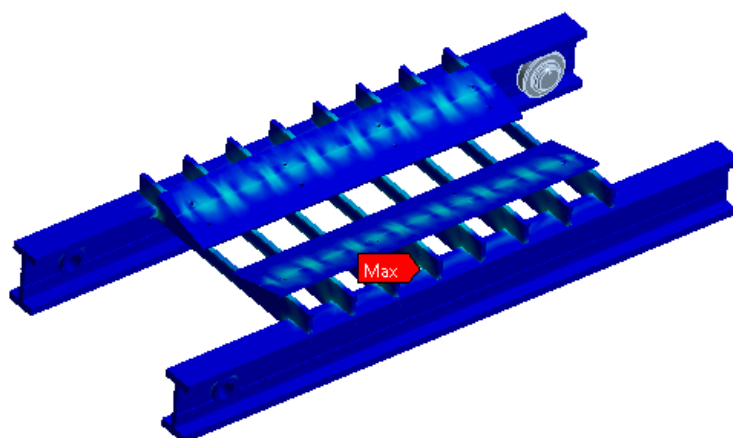
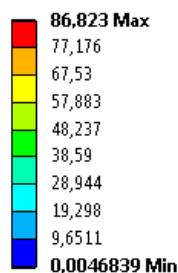
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

23.2.2015 8:41



Obr. 33 Ekvivalentní napětí

K největšímu napětí 86,82 MPa dochází v místě kontaktů mezi profilem WINKEL a výpalkem plechu. V další části práce se zabývám pevnostní kontrolou jednotlivých částí horního rámu.

### 3.6.1.1 Pevnostní kontrola Jumbo profil WINKEL Standard 36

## Ekvivalentní napětí

### A: Static Structural

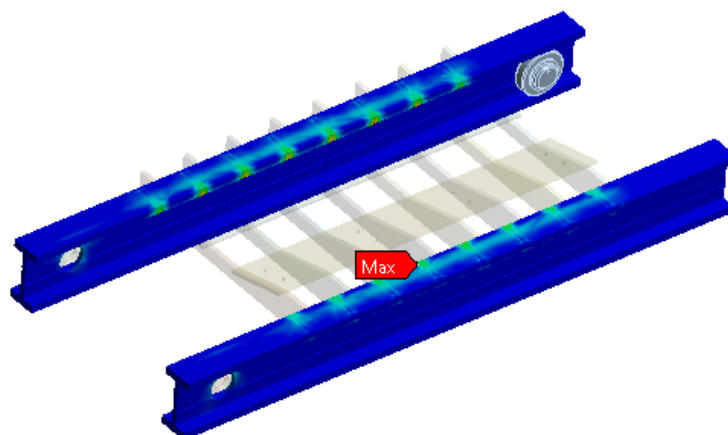
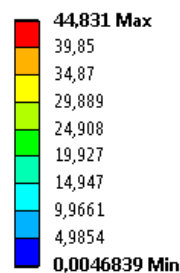
Equivalent Stress 4

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

23.2.2015 8:43



Obr. 34 Ekvivalentní napětí Jumbo profil WINKEL Standard 36

Materiál Jumbo profilu: S355 J2 (11 503) =>  $R_e = 345$  MPa [12]

Statická bezpečnost kritického místa

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{345}{44,8} = 7,701 \quad (40)$$

### 3.6.1.2 Pevnostní kontrola překladu

#### Ekvivalentní napětí

**A: Static Structural**

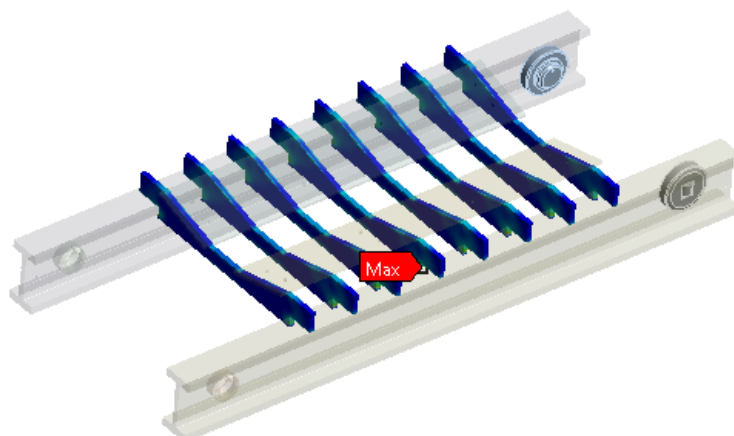
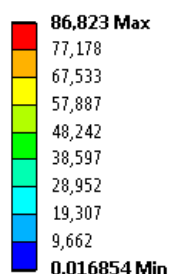
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

23.2.2015 8:43



Obr. 35 Ekvivalentní napětí překladu

Materiál překladu: S235 JR+N (11 375) =>  $R_e = 225$  MPa [13]

Statická bezpečnost kritického místa

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{225}{86,8} = 2,592 \quad (41)$$

### 3.6.1.3 Pevnostní kontrola plechu

#### Ekvivalentní napětí

**A: Static Structural**

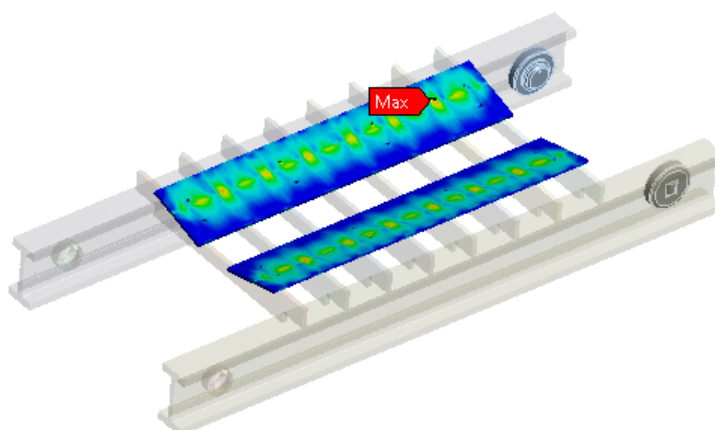
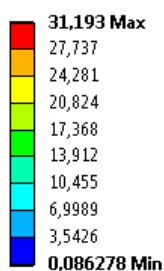
Equivalent Stress 3

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

23.2.2015 8:43



Obr. 36 Ekvivalentní napětí plechu

Materiál překladu: S235 JR+N (11 375) =>  $R_e = 225$  MPa [13]

Statická bezpečnost kritického místa

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{225}{31,2} = 7,212 \quad (42)$$

### 3.6.1.4 Jumbo ložisko WINKEL Typ 4.093

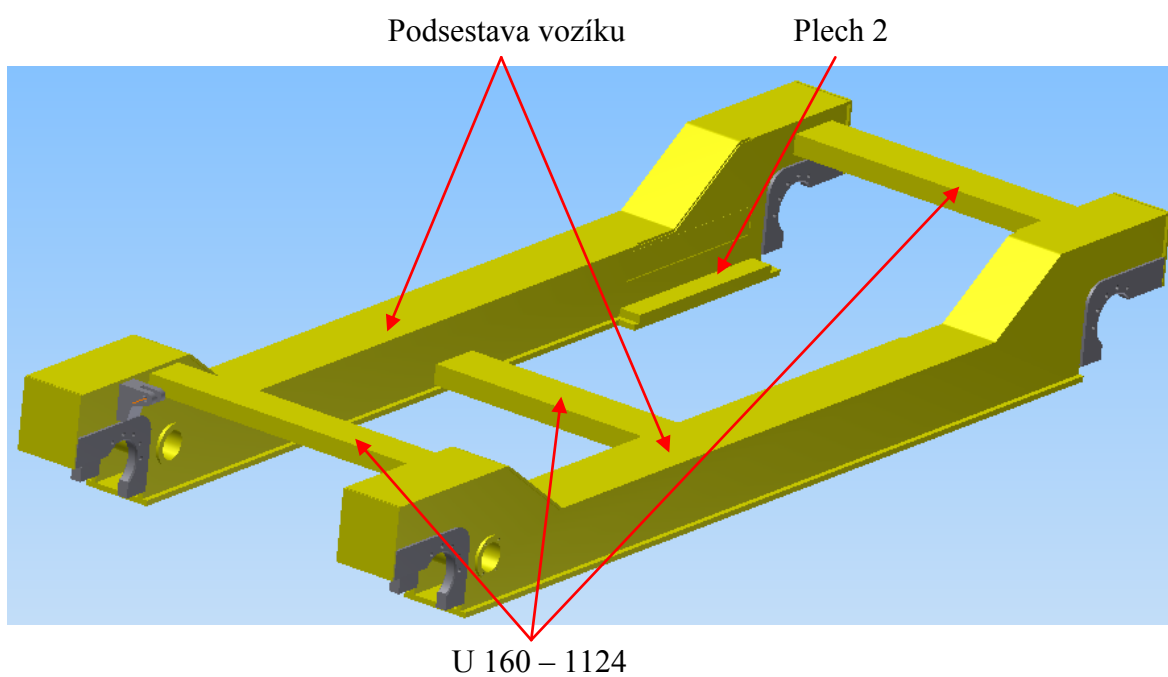
Max. působící radiální zatížení:  $F_R = 91\,194\text{ N}$

Max. dovolené radiální zatížení:  $F_{RD} = 139\,400\text{ N}$  [14]

Max. působící radiální zatížení na ložisko je  $91\,194\text{ N}$ , přičemž max. dovolené radiální zatížení je  $139\,400\text{ N} \Rightarrow$  vyhovuje

### 3.7 Návrh vozíku

Vozík je svařovaný. Skládá se z dvou podsestav vozíků, které jsou spojeny pomocí třech profilů U 160 – 1124. Po plechu 2 pojíždí ložisko WINKEL.



Obr. 37 Vozík



### 3.7.1 Pevnostní kontrola vozíku

Výpočet je proveden pomocí programu Ansys Workbench.

Zavedení působících sil

#### A: Static Structural

Static Structural

Time: 1, s

8.3.2015 14:23

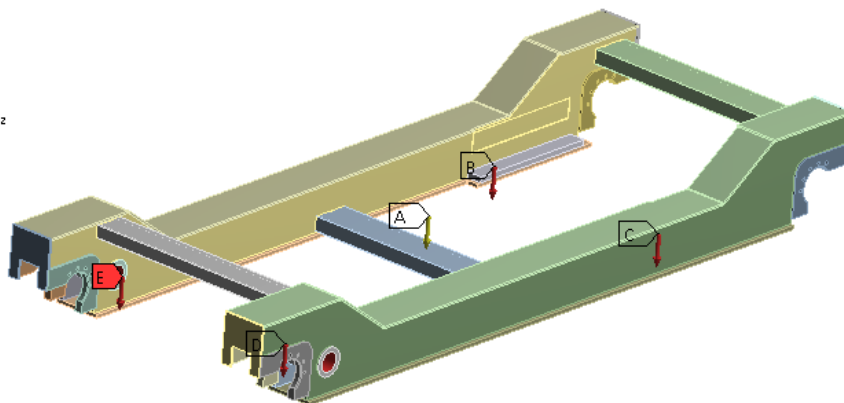
**A** Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s<sup>2</sup>

**B** Remote Force: 1,0834e+005 N

**C** Remote Force 2: 1,0834e+005 N

**D** Remote Force 3: 78050 N

**E** Remote Force 4: 78050 N



Obr. 38 Zavedení působících sil

Ekvivalentní napětí

#### A: Static Structural

Equivalent Stress 12

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

8.3.2015 14:27

**228,05 Max**

202,72

177,39

152,06

126,73

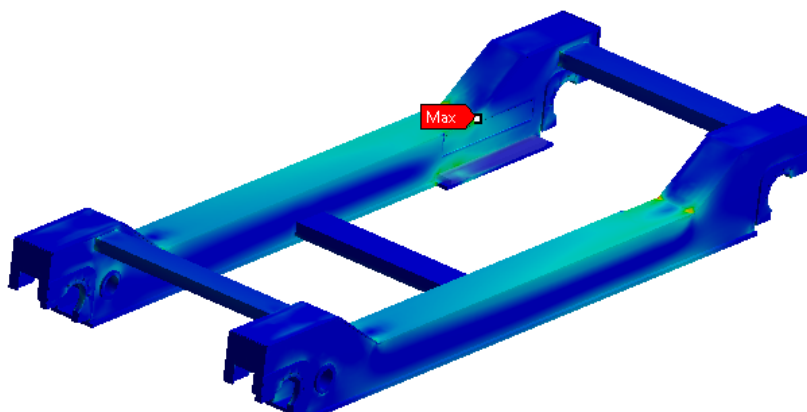
101,4

76,072

50,742

25,412

**0,081963 Min**



Obr. 39 Ekvivalentní napětí

### 3.7.1.1 Pevnostní kontrola podsedavy vozíku

Ekvivalentní napětí

#### A: Static Structural

Equivalent Stress 15

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

23.2.2015 14:58

**228,05 Max**

202,72

177,39

152,06

126,73

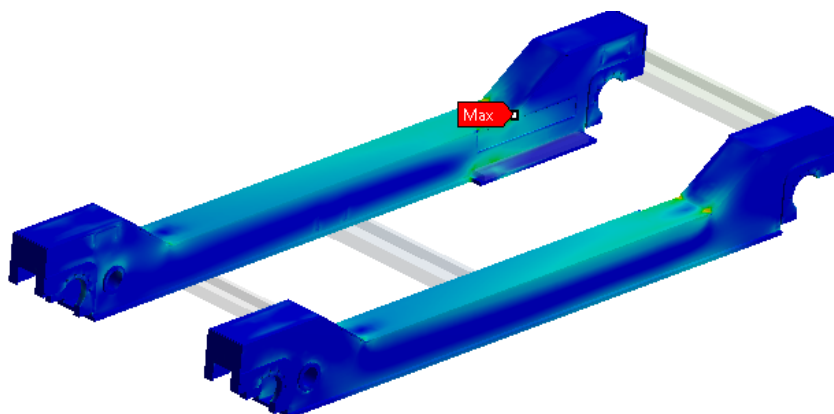
101,4

76,072

50,742

25,412

**0,081963 Min**



Obr. 40 Ekvivalentní napětí podsedavy vozíku

Materiál: S355 J2+N (11 503) =>  $R_e = 345 \text{ MPa}$  [12]

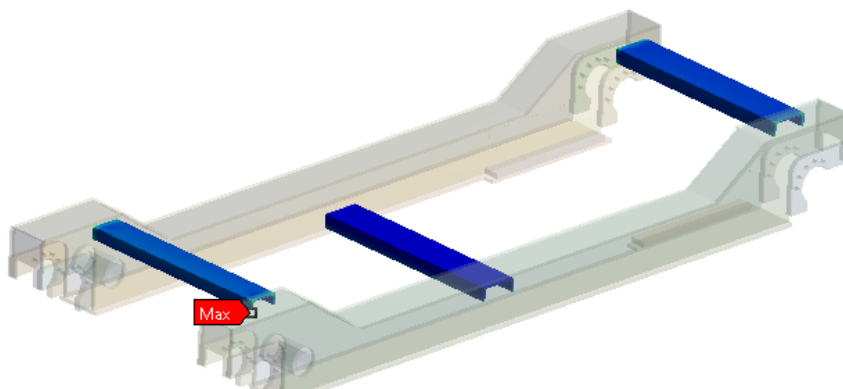
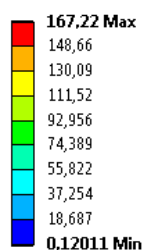
Statická bezpečnost kritického místa

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{345}{228} = 1,513 \quad (43)$$

### 3.7.1.2 Pevnostní kontrola U 160 – 1124

Ekvivalentní napětí

A: Static Structural  
Equivalent Stress 11  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
23.2.2015 15:17



Obr. 41 Ekvivalentní napětí U 160 – 1124

Materiál: S355 J2 (11 503) =>  $R_e = 345 \text{ MPa}$  [12]

Statická bezpečnost kritického místa

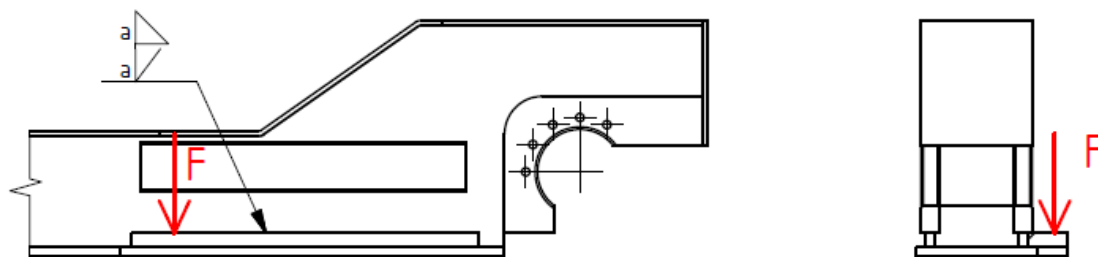
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{345}{167,2} = 2,063 \quad (44)$$

### 3.7.1.3 Pevnostní kontrola plechu 2

Materiál: S355 J2 + N (11 503) =>  $R_e = 345 \text{ MPa}$  [12]

Vzhledem k tomu, že materiál plechu 2 je stejný jako materiál Jumbo profil WINKEL Standard 36 u kterého výrobce zaručuje že, daný materiál vyhovuje z hlediska maximálního přípustného měrného tlaku, není nutno tento parametr kontrolovat pro plech 2.

### 3.7.1.4 Kontrola svaru mezi podsestavou vozíku a plechem 2



Obr. 42 Svar mezi podsestavou vozíku a plechem 2

$$a_s = 10 \text{ mm}$$

$$F = 108\,340 \text{ N}$$

Zavedení působících sil

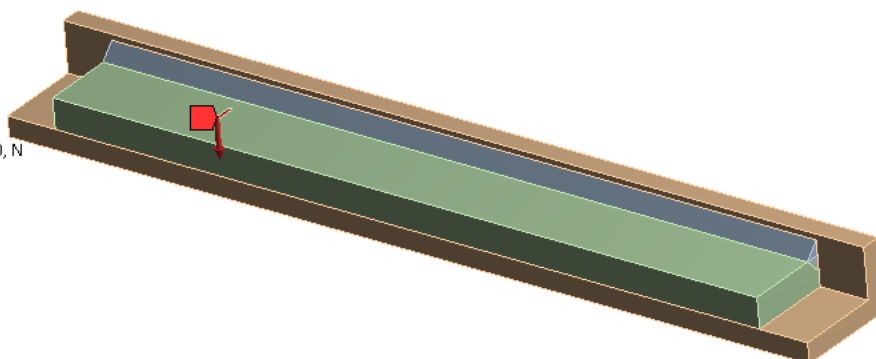
**A: Static Structural**

Static Structural

Time: 1, s

22.3.2015 11:38

Remote Force: 1,0834e+005 N  
Components: 0,-1,0834e+005,0, N  
Location: 36,4, 30,001, 194, mm



Obr. 43 Zavedení působících sil

Ekvivalentní napětí

**A: Static Structural**

Equivalent Stress

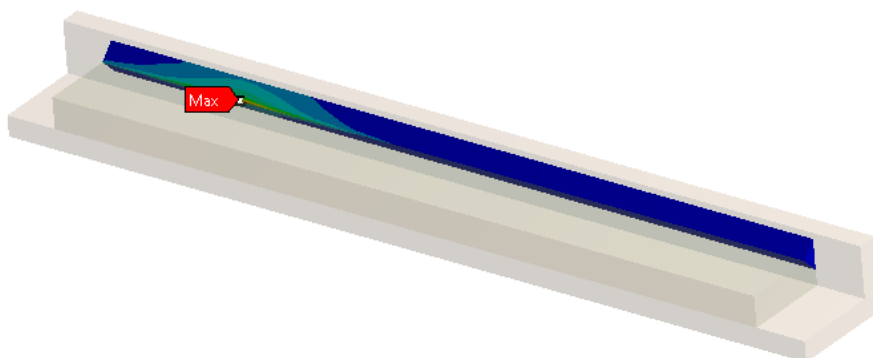
Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

22.3.2015 11:40

163,92 Max  
145,71  
127,5  
109,28  
91,07  
72,856  
54,643  
36,429  
18,216  
0,0020451 Min



Obr. 44 Ekvivalentní napětí svaru

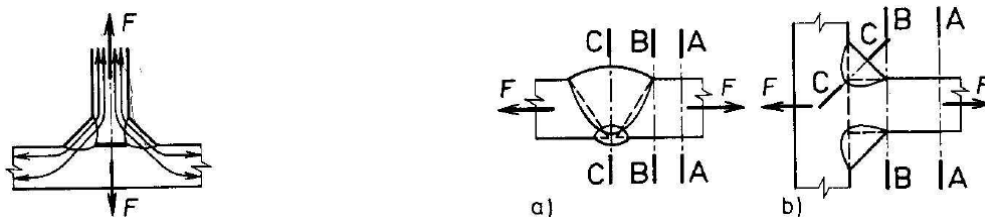
Materiál: S355 J2 (11 503) =>  $R_e = 345 \text{ MPa}$  [12]

Statická bezpečnost kritického místa

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{345}{163,9} = 2,105 \quad (45)$$

## Kontrola svaru na únavu

Kontrola svaru se provádí ve třech průřezech. Největší nebezpečí nastane v průřezu B – B.



Obr. 45 Označení jednotlivých průřezu [15]

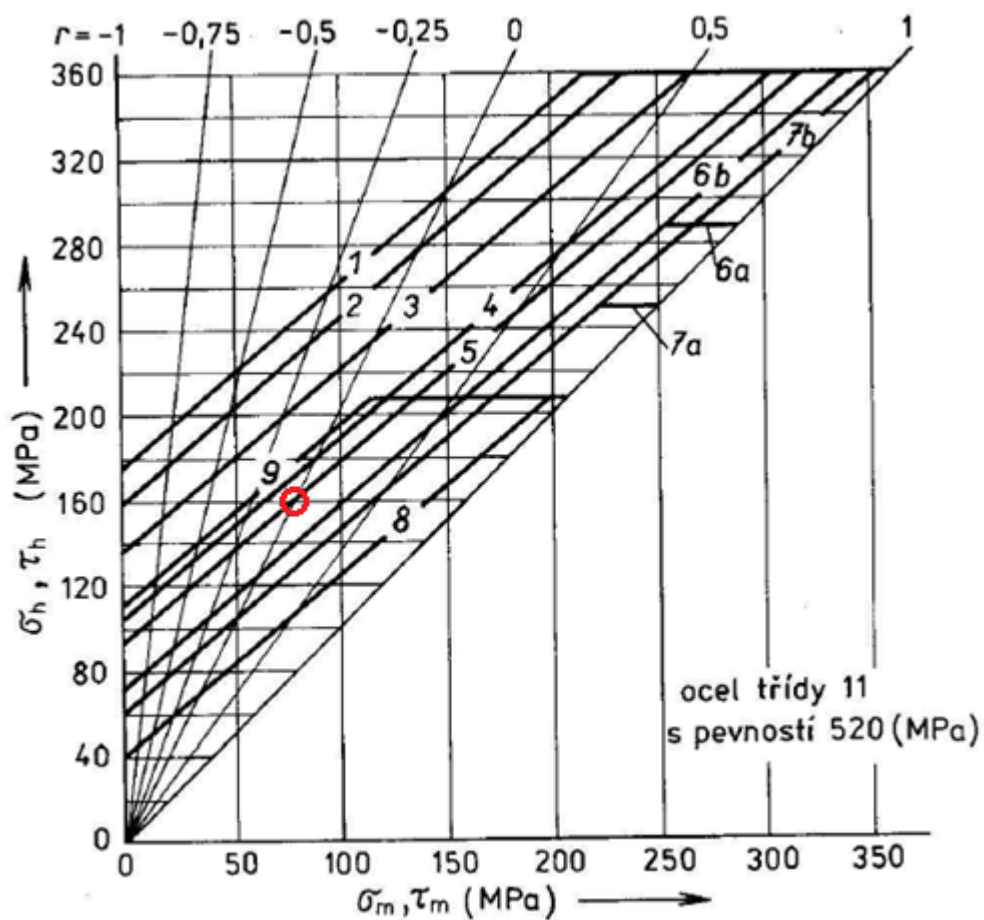
Meze únavy svarových spojů jsou závislé na druhu spoje, umístění a třídě provedení svaru, tvaru svarku, druhu namáhání ve vyšetřovaném průřezu a jsou pro běžně používané oceli třídy 11 o pevnosti 520 MPa uvedeny ve Smyčkovém (Smithově) diagramu na Obr. 47. Čáry udávající jednotlivé meze únavy jsou označeny 1 až 9.

Druh spoje	Zatížení	Třída provedení	Označení čáry příslušné řezu <sup>1)</sup>		
			A – A	B – B	C – C
	$\sigma_1$ (tah, tlak)	AD BD CD	1 1 1	3 4 <b>5</b>	– – –
	$\sigma_2$ (tah, tlak)	AD BD	1 1	2 3	2 3
	$\sigma_3$ (tah, tlak)	AD BD CD	1 1 1	3 5 <b>6b</b>	3 5 tah 6a tlak 6b

Obr. 46 Volba součinitele pro smyčkový diagram [15]

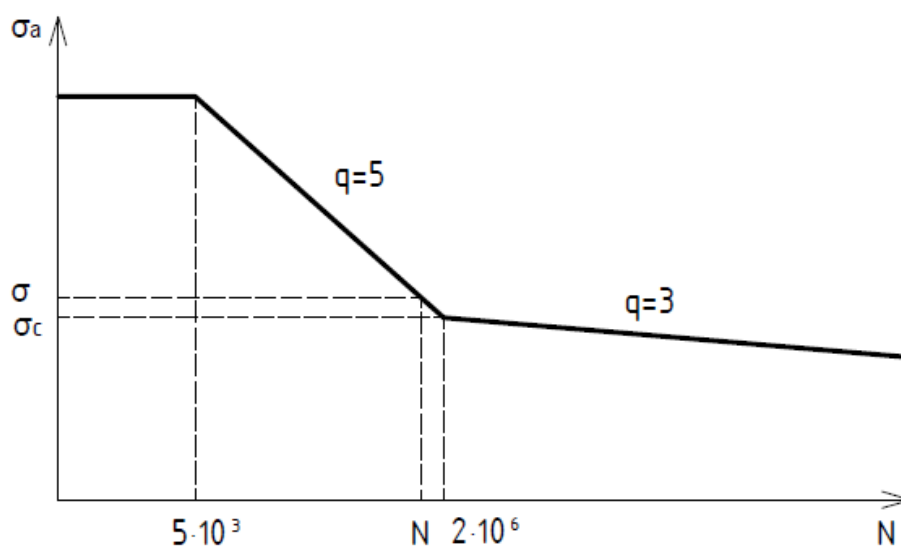
Koeficient nesouměrnosti (asymetrie) kmitu:

$$r = 0$$



Obr. 47 Smyčkový (Smithův) diagram [15]

Z Obr. 47 vyplývá  $\sigma_c = 160$  MPa



Obr. 48 Základní tvar W-křivky

Výpočet počtu cyklů  $N$

$$q = 5$$

$$\sigma_c = 160 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 163,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c^q \cdot 2 \cdot 10^6 = \sigma^q \cdot N \quad (46)$$

$$N = \frac{\sigma_c^q \cdot 2 \cdot 10^6}{\sigma^q} \quad (47)$$

$$N = \frac{160^5 \cdot 2 \cdot 10^6}{163,9^5} = 1,77 \cdot 10^6 \quad (48)$$

Výpočet životnosti

$$\text{Počet cyklů za den: } N_D = 192$$

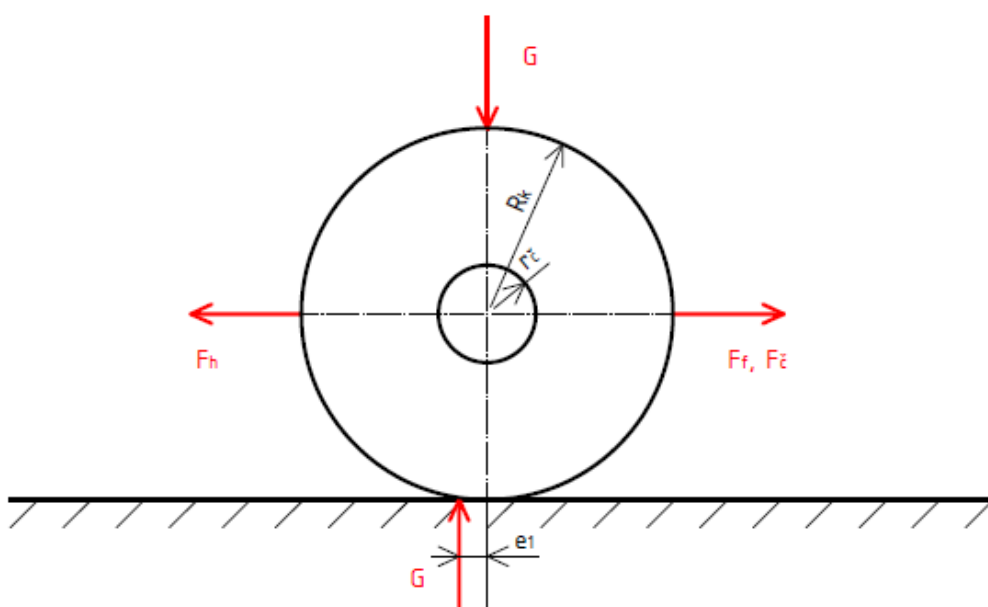
$$\text{Počet cyklů za rok: } N_R = 70\,080$$

$$T = \frac{1,77 \cdot 10^6}{70\,080} = 25,26 \text{ let} \quad (49)$$

### 3.8 Návrh pohonu

#### 3.8.1 Návrh elektropřevodovky

K pohybu vozíků slouží 4 kola. Přední dvojice kol je poháněna plochou elektropřevodovkou. Elektromotor bude řízen frekvenčním měničem.



Obr. 49 Jízdní odpory

$$e_1 = 0,5 \text{ mm [16]}$$

$$R_k = 200 \text{ mm}$$

$$r_{\xi} = 52,5 \text{ mm}$$

$$f_{\xi} = 0,015 \text{ [16]}$$

$$m_c = 39\,000 \text{ kg}$$

$$a_v = 0,2 \text{ m/s}^2$$

$$v = 0,2 \text{ m/s}$$

Odpor valení

$$F_f = G \cdot \frac{e_1}{R_k} = 39\,000 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,5}{200} = 956,5 \text{ N} \quad (50)$$

Odpor čepového tření

$$F_{\xi} = \frac{G \cdot f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R_k} = \frac{39\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,015 \cdot 52,5}{200} = 1\,506,5 \text{ N} \quad (51)$$

Hnací síla

$$m \cdot a_v = F_h - F_f - F_{\xi} \quad (52)$$

$$F_h = m \cdot a_v + F_f + F_{\xi} = 39\,000 \cdot 0,2 + 956,5 + 1\,506,5 = 10\,263 \text{ N} \quad (53)$$

Točivý moment elektropřevodovky

$$M = R_k \cdot F_h = 200 \cdot 10\,263 = 2\,052\,600 \text{ N} \cdot \text{mm} = 2\,052,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (54)$$

Otáčky elektropřevodovky

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D_k} = \frac{0,2}{\pi \cdot 0,4} = 0,159 \text{ s}^{-1} = 9,55 \text{ min}^{-1} \quad (55)$$

Výkon elektropřevodovky

$$P = M \cdot 2\pi \cdot \frac{n}{60} = 2\,052,6 \cdot 2\pi \cdot \frac{9,55}{60} = 2\,053 \text{ W} \quad (56)$$

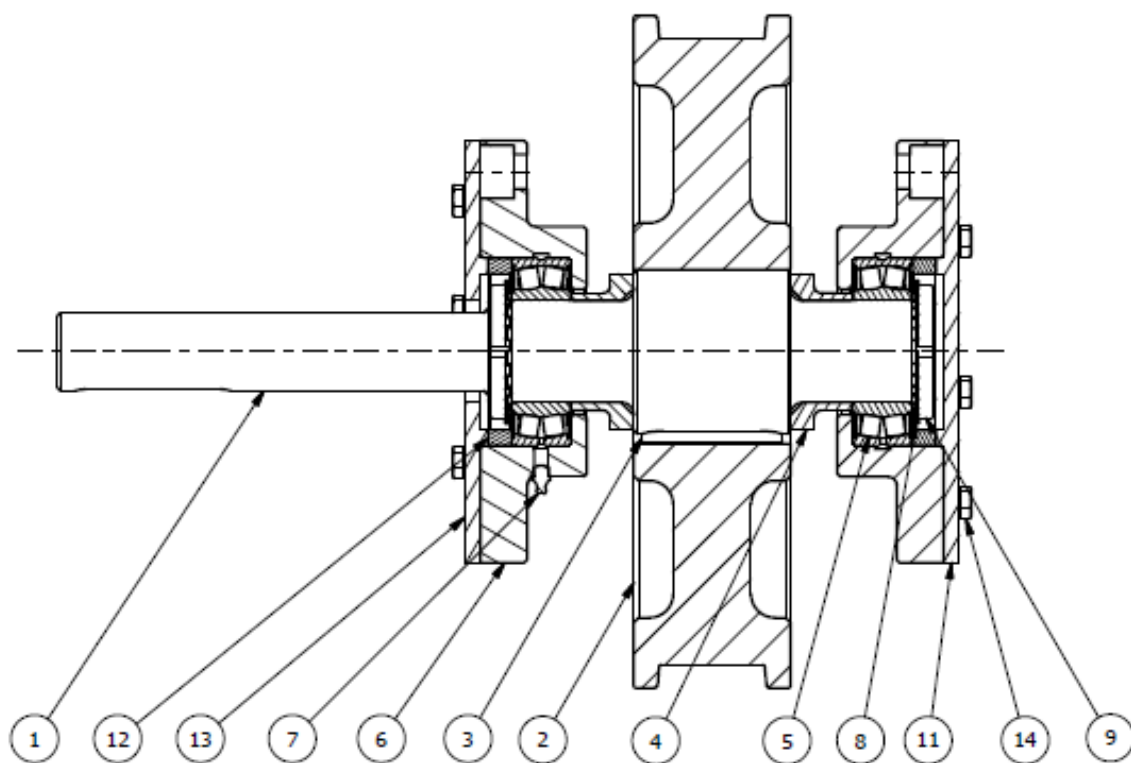
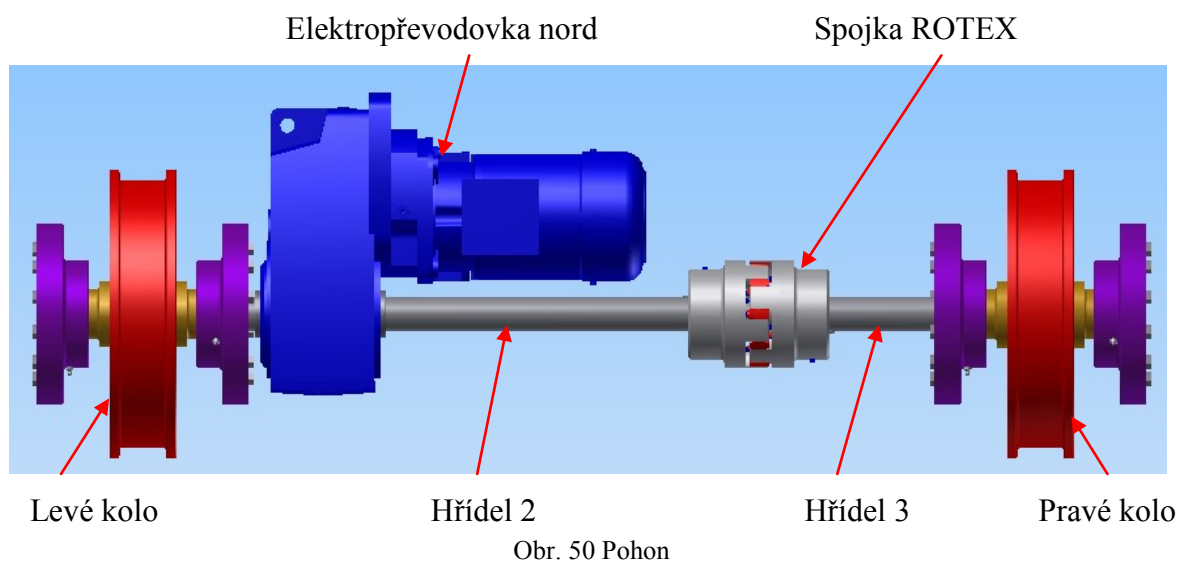
Volím plochou elektropřevodovku nord SK 4382-100L/4 [17]

$$n_2 = 10 \text{ min}^{-1}$$

$$M_2 = 2\,101 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$f_B = 1,0$$

$$P_1 = 2,2 \text{ KW}$$



Obr. 51 Uložení kol

1. Hřídel 3; 2. Kolo; 3. Pero ČSN 02 2562 - 28x16x90; 4. Opěrný kroužek 2; 5. Ložisko SKF BS2 – 2213 - 2CS; 6. Domek; 7. IS 4009 - M10 - 102; 8. Pojistná podložky MB 65 ISO 2982; 9. Matice KM 65 ISO 2982; 10. Šroub M20 x 50 ISO 4762 – 8.8; 11. Víko; 12. Opěrný kroužek; 13. Víko 2; 14. Šroub M12 x 30 ISO 4017 – 8.8



### 3.8.1.1 Kontrola ložiska SKF BS2 – 2213 - 2CS

$C_0 = 216 \text{ KN}$  [18]

Radiální síla působící na jedno ložisko

$$F_R = \frac{m \cdot g}{8} = \frac{39\,000 \cdot 9,81}{8} = 47\,823,75 \text{ N} = 47,8 \text{ KN} \quad (57)$$

Statická kontrola ložiska

$$S_0 = \frac{C_0}{F_R} = \frac{216}{47,8} = 4,519 \text{ KN} \quad (58)$$

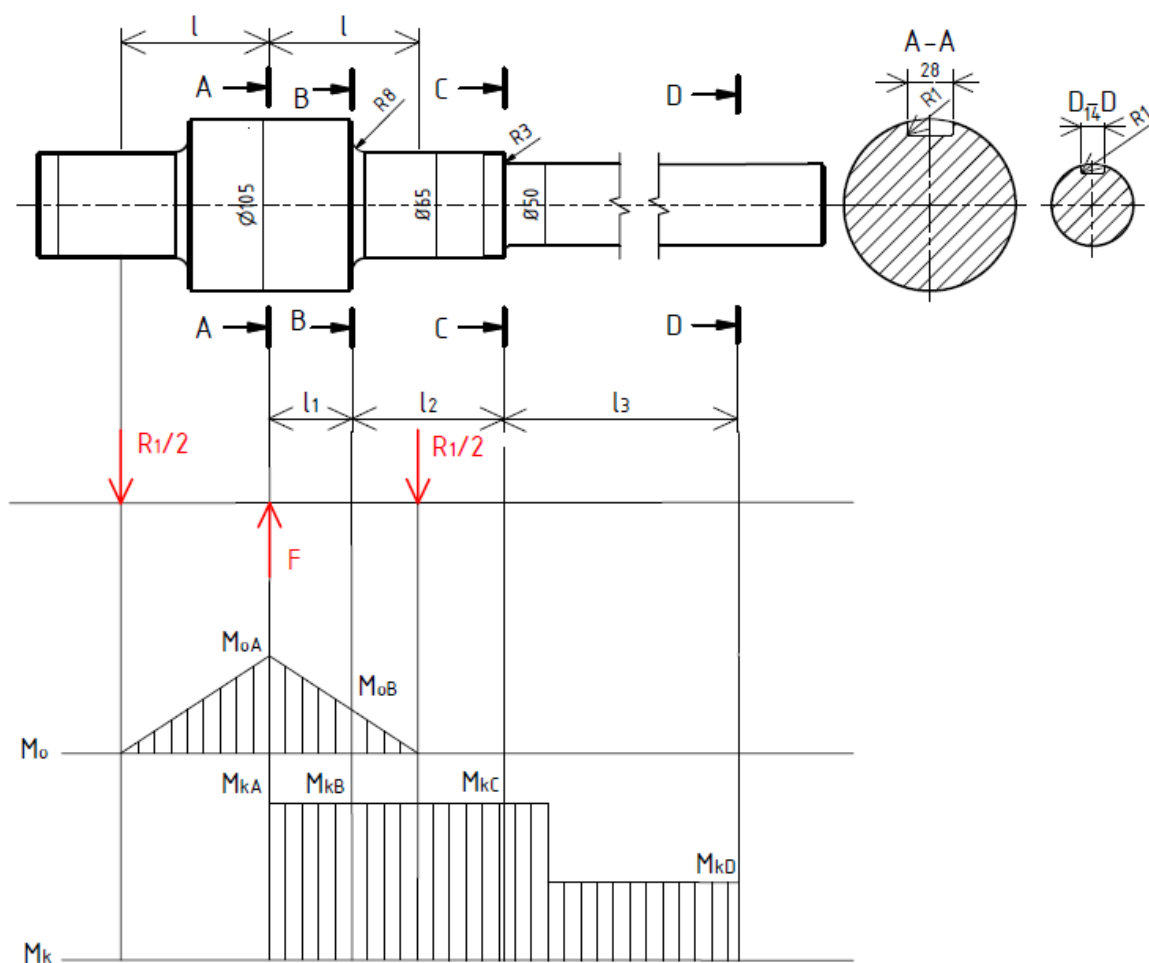
### 3.8.2 Spojka ROTEX

Volím spojku ROTEX 75/St/1-75

Maximální působící moment:  $1\,050,5 \text{ N}\cdot\text{m}$

Maximální dovolený moment, který přenese spojka:  $1\,280 \text{ N}\cdot\text{m}$  [19]

### 3.8.3 Statická kontrola hřídele 2



Obr. 52 Průběh ohybových a krouticích momentů na hřídeli

$$l = 109 \text{ mm}$$

$$l_1 = 50 \text{ mm}$$

$$l_2 = 93 \text{ mm}$$

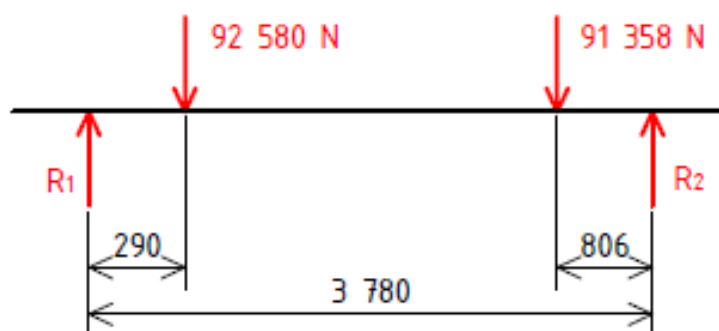
$$l_3 = 99 \text{ mm}$$

Předpokládám, že při rozjezdu veškerý krouticí moment elektropřevodovky jde do levého kola a do pravého kola nejde žádný krouticí moment. Při běžném provozu je krouticí moment rozdělen rovnoměrně na obě kola.

$$M_{kA} = M_{kB} = M_{kC} = 2\,101\,000 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{kD} = 1\,050\,500 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Výpočet reakcí



Obr. 53 Výpočet sil působící na hřídel

$$\sum F_y = 0: R_1 + R_2 - 92\,580 - 91\,358 = 0 \quad (59)$$

$$\sum M_1 = 0: R_2 \cdot 3\,780 - 91\,358 \cdot (3\,780 - 806) - 92\,580 \cdot 290 = 0 \quad (60)$$

$$R_2 = \frac{91\,358 \cdot (3\,780 - 806) + 92\,580 \cdot 290}{3\,780} = 77\,047 \text{ N} \quad (61)$$

$$R_1 = 92\,580 + 91\,358 - R_2 = 92\,580 + 91\,358 - 77\,047 = 106\,891 \text{ N} \quad (62)$$

Výpočet ohybových momentů

$$M_{oA} = \frac{R_1}{2} \cdot l = \frac{106\,891}{2} \cdot 109 = 5\,825\,559,5 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (63)$$

$$M_{oB} = \frac{R_1}{2} \cdot (l - l_1) = \frac{106\,891}{2} \cdot (109 - 50) = 3\,153\,284,5 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (64)$$

### Průřez A-A

Ohybové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{soA} = \frac{32 \cdot M_{oA}}{\pi \cdot d_A^3} \cdot \alpha_{\sigma A} = \frac{32 \cdot 5\,825\,559,5}{\pi \cdot 105^3} \cdot 4,7 = 241 \text{ MPa} \quad (65)$$

$$\alpha_{\sigma A} = 4,7 [15]$$

Smykové napětí v průřezu A-A

$$\tau_{sA} = \frac{16 \cdot M_{kA}}{\pi \cdot d_A^3} \cdot \alpha_{\tau A} \cdot 1,07 = \frac{16 \cdot 2\,101\,000}{\pi \cdot 105^3} \cdot 3,4 \cdot 1,07 = 33,6 \text{ MPa} \quad (66)$$

$$\alpha_{\tau A} = 3,4 [15]$$

Redukované napětí podle GUESTA

$$\sigma_{redA} = \sqrt{\sigma_{soA}^2 + 4 \cdot \tau_{sA}^2} = \sqrt{241^2 + 4 \cdot 33,6^2} = 250,2 \text{ MPa} \quad (67)$$

Statická bezpečnost

Materiál: 11 700 => Re = 480 MPa [20]

$$k_{sA} = \frac{Re}{\sigma_{redA}} = \frac{480}{250,2} = 1,918 \quad (68)$$

### Průřez B-B

Ohybové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{soB} = \frac{32 \cdot M_{oB}}{\pi \cdot d_B^3} \cdot \alpha_{\sigma B} = \frac{32 \cdot 3\,153\,284,5}{\pi \cdot 65^3} \cdot 2,2 = 257,3 \text{ MPa} \quad (69)$$

$$\alpha_{\sigma B} = 2,2 [15]$$

Smykové napětí v průřezu B-B

$$\tau_{sB} = \frac{16 \cdot M_{kB}}{\pi \cdot d_B^3} \cdot \alpha_{\tau B} = \frac{16 \cdot 2\,101\,000}{\pi \cdot 65^3} \cdot 1,6 = 62,3 \text{ MPa} \quad (70)$$

$$\alpha_{\tau A} = 1,6 [15]$$

Redukované napětí podle GUESTA

$$\sigma_{redB} = \sqrt{\sigma_{soB}^2 + 4 \cdot \tau_{sB}^2} = \sqrt{257,3^2 + 4 \cdot 62,3^2} = 285,9 \text{ MPa} \quad (71)$$

Statická bezpečnost

$$k_{sB} = \frac{Re}{\sigma_{redB}} = \frac{480}{285,9} = 1,679 \quad (72)$$

### Průřez C-C

Ohybové napětí v průřezu C-C

$$\sigma_{s0C} = 0 \quad (73)$$

Smykové napětí v průřezu C-C

$$\tau_{sC} = \frac{16 \cdot M_{kC}}{\pi \cdot d_C^3} \cdot \alpha_{\tau C} = \frac{16 \cdot 2\,101\,000}{\pi \cdot 50^3} \cdot 1,9 = 162,6 \text{ MPa} \quad (74)$$

$$\alpha_{\tau C} = 1,9 \text{ [15]}$$

Statická bezpečnost

$$k_{sB} = \frac{Re}{\tau_{sC}} = \frac{480}{162,6} = 2,952 \quad (75)$$

### Průřez D-D

Ohybové napětí v průřezu D-D

$$\sigma_{s0D} = 0 \quad (76)$$

Smykové napětí v průřezu D-D

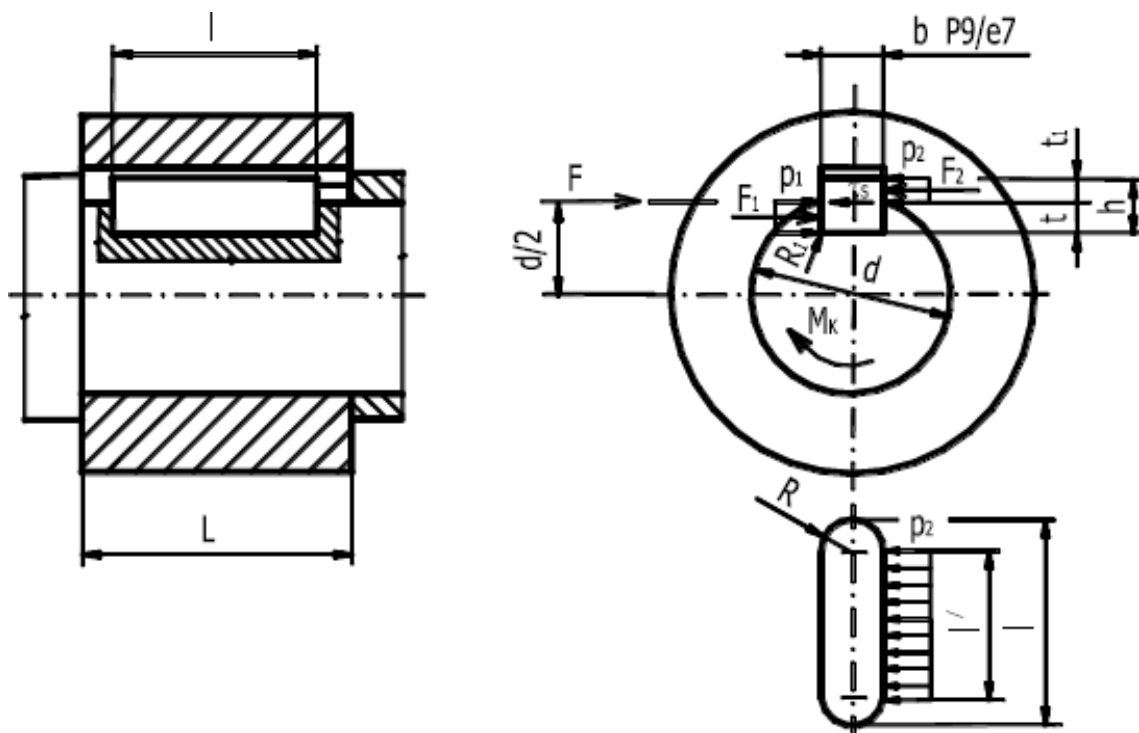
$$\tau_{sD} = \frac{16 \cdot M_{kD}}{\pi \cdot d_D^3} \cdot \alpha_{\tau D} \cdot 1,07 = \frac{16 \cdot 1\,050\,500}{\pi \cdot 50^3} \cdot 3,2 \cdot 1,07 = 146,6 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$\alpha_{\tau C} = 3,2 \text{ [15]}$$

Statická bezpečnost

$$k_{sB} = \frac{Re}{\tau_{sC}} = \frac{480}{146,6} = 3,274 \quad (78)$$

### 3.8.4 Výpočet pera na hřídeli 2



Obr. 54 Síly působící na péro [21]

$$d = 105 \text{ mm}$$

$$t_1 = 6,1 \text{ mm}$$

$$l' = 62 \text{ mm}$$

$$l = 90 \text{ mm}$$

$$b = 28 \text{ mm}$$

$$\text{dovolený měrný tlak } p_{D2} = 150 \text{ MPa [21]}$$

$$\text{dovolené napětí ve smyku } \tau_D = 30 \text{ MPa [21]}$$

Kontrola pera na otláčení

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{2\,101\,000}{\frac{105}{2} + \frac{6,1}{2}} = 37\,822 \text{ N} \quad (79)$$

$$p_{D2} \geq \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \quad (80)$$

$$p_{D2} \geq \frac{37\,822}{62 \cdot 6,1} \quad (81)$$

$$150 > 84 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola pera na střiž

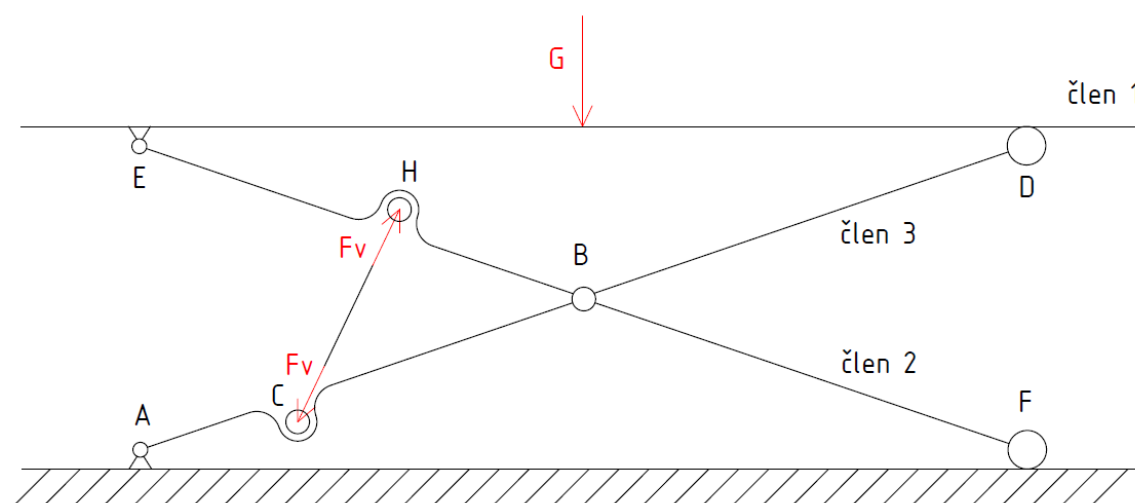
$$F = \frac{M_k}{\frac{d}{2}} = \frac{2\,101\,000}{\frac{105}{2}} = 40\,019\,N \quad (82)$$

$$\tau_s = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{40\,019}{90 \cdot 28} = 15,9\,MPa \quad (83)$$

$$\tau_s \leq \tau_D \quad (84)$$

15,9 < 30 => vyhovuje

### 3.9 Návrh čepu

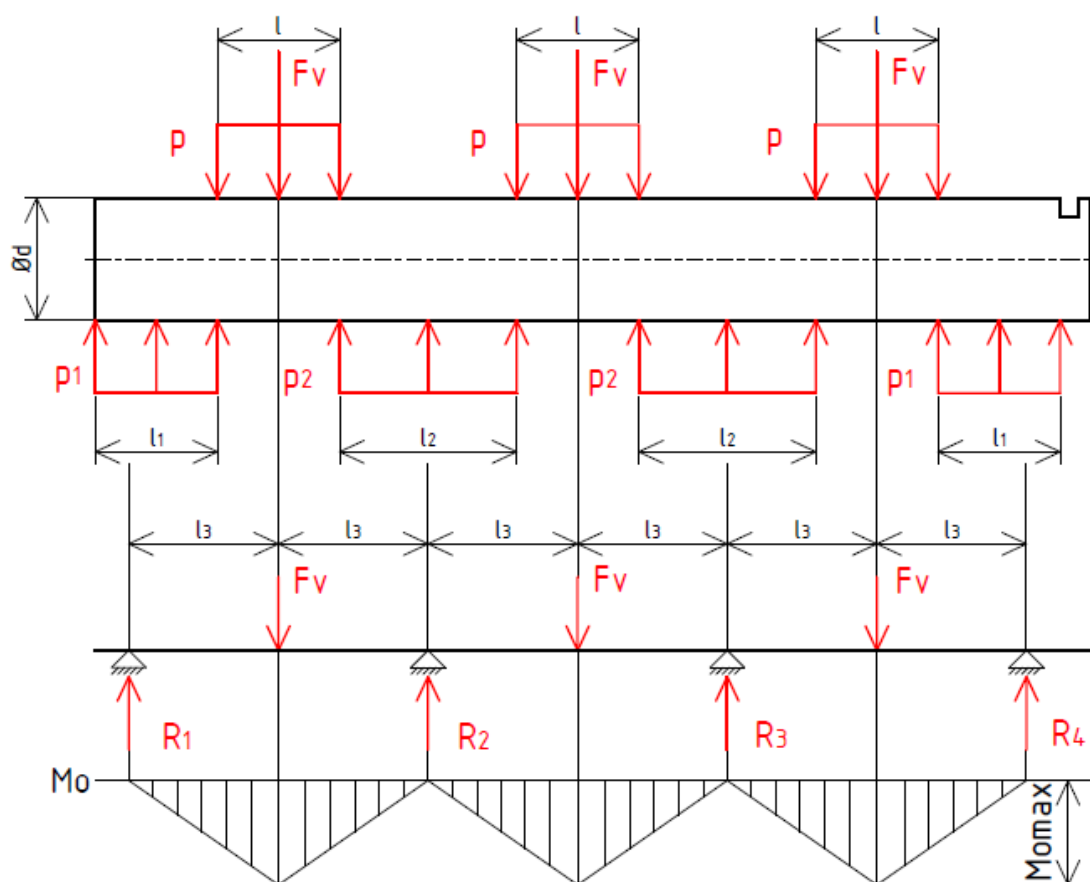


Obr. 55 Schéma plošiny a označení čepů

Výpočet reakcí vyplývající z maximální síly válce v dolní poloze pomocí programu MATHCAD

$$\begin{pmatrix} 6.0294 \times 10^5 \\ 0 \\ 1.21063 \times 10^5 \\ 4.2768 \times 10^5 \\ 4.24203 \times 10^5 \\ 1.20264 \times 10^5 \\ 0 \\ 1.20264 \times 10^5 \\ 1.19466 \times 10^5 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} F_v \\ R_{ax} \\ R_{ay} \\ R_{bx} \\ R_{by} \\ R_{dy} \\ R_{ex} \\ R_{ey} \\ R_{fy} \end{pmatrix}$$

### 3.9.1 Pevnostní kontrola čepu C



Obr. 56 Zakreslení působících sil a vykreslení ohybových momentů

Materiál čepu 14 220.3  $\Rightarrow \sigma_{oDOV} = 0,7 \cdot Re = 0,7 \cdot 588 = 412 \text{ MPa}$  [8]

$$\tau_D = 30 \text{ MPa} [21]$$

$$p_D = 100 \text{ MPa} [21]$$

$$d = 100 \text{ mm}$$

$$l = 100 \text{ mm}$$

$$l_1 = 100 \text{ mm}$$

$$l_2 = 145 \text{ mm}$$

$$l_3 = 122,5 \text{ mm}$$

$$R_1 = R_4 = 200\,980 \text{ N}$$

$$R_2 = R_3 = 401\,960 \text{ N}$$

Kontrola čepu na ohyb

$$M_{omax} = R_1 \cdot l_3 = 200\,980 \cdot 122,5 = 24\,620\,050 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (85)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} = 98\,174,8 \text{ mm}^3 \quad (86)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{24\,620\,050}{98\,174,8} = 250,8 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{oDOV} \quad (88)$$

250,8 < 412 => vyhovuje

Kontrola čepu na střih

$$\tau_s = \frac{Fv}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 401\,960}{\pi \cdot 100^2} = 25,6 \text{ MPa} \quad (89)$$

$$\tau_s \leq \tau_D \quad (90)$$

25,6 < 30 => vyhovuje

Kontrola čepu na otláčení

$$p = \frac{Fv}{d \cdot l} = \frac{401\,960}{100 \cdot 100} = 40,2 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$p < p_D \quad (92)$$

40,2 < 100 => vyhovuje

Tab. 3 Výsledky výpočtu ostatních čepů

Čep	$\tau_s$ [MPa]	p [MPa]	$\sigma_o$ [MPa]	Materiál čepu	$\tau_D$ [MPa]	$p_D$ [MPa]	$\sigma_{oDOV}$ [MPa]
A	28	15,6	-	11 600	80 [21]	140 [21]	120 [21]
B	68,2	50,2	-	11 600	80	140	120
E	27,8	14,3	-	11 600	80	140	120
H	25,6	40,2	250,8	14 230.3	30 [21]	100 [21]	412 [8]



#### 4. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést rešerši možných způsobů manipulace se svitky plechů daných rozměrů a hmotností, a navrhnout manipulační vozík s nůžkovou plošinou pro přepravu svitků plechu s maximální hmotností 32 000 kg o rozměrech svitku: šířka 950 – 2 150 mm, vnější průměr 1 000 – 2 800 mm a vnitřní průměr 665 mm, provést základní kinematické, silové a pevnostní výpočty. Následně vytvořit 3D model vozu, jeho sestavný výkres, výkres podsestavy pohonu a výrobní výkres ramene.

Navrhl jsem vozík skládající se z 3 částí (Vozík, sestava ramen, horní rám). Vozík je svařovaný poháněn plochou elektropřevodovkou nord. Sestava ramen je nůžkového (X) typu. Ke zvedání jsou použity 3 hydraulické válce (Rexroth), každý s maximální silou 401 960 N při tlaku v hydraulickém obvodu 20 MPa. Horním rámu je svařovaný, dosedací plocha ve tvaru „V“ opatřena kluznými deskami, zabraňujícími poškození povrchu svitku plechu.

Součástí diplomové práce jsou potřebné pevnostní výpočty. Provedení konstrukce odpovídá velikosti pracovní síly, která je dána maximální silou 3 válců resp. max. hmotnosti svitku. Pevnostní kontrola kritických míst je provedena jak analytickou metodou, tak metodou konečných prvků pomocí programu Ansys Workbench.

Součástí práce je rovněž sestavný výkres vozu, sestavný výkres pohonu a výkres ramene.

## 5. Literatura

- [1] *Manipulace svitků: Elektropermanentní magnetické systémy* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://magcentrum.cz/manipulace-svitku.html>
- [2] *C-háky pro manipulaci se svitky plechu: C-háky* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.kpc.cz/cs/produkty/zavesne-prostredky/c-haky.aspx>
- [3] Katalog manipulační techniky. In: *Wanner s.r.o.* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: [http://www.wanner.cz/dokumenty/katalog/Katalog\\_CZ\\_final\\_new.pdf](http://www.wanner.cz/dokumenty/katalog/Katalog_CZ_final_new.pdf)
- [4] *Kleště samosvorné s pro manipulaci se svitky plechů* [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.logismarket.cz/prestar/kleste-samosvorne-s-pro-manipulaci-se-svitky-plechu/1763614352-1001138701-p.html>
- [5] *Kleště teleskopické pro manipulaci se svitky plechů* [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.logismarket.cz/prestar/kleste-teleskopicke-pro-manipulaci-se-svitky-plechu/1763614901-1001138701-p.html>
- [6] *Mill type cylinder: CD - single rod cylinder CDL2* [online]. 2014 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=EN&Region=none&VHist=p537326,p537327,p537595&PageID=p605645>
- [7] Hydraulic cylinder Mill type: CDL2 type. [online]. 2013 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.slideshare.net/oscral2000/re17326-2013-06>
- [8] ČSN 41 4220. *Ocel 14 220*. Praha: Český normalizační institut, 1.1.1985.
- [9] ČSN 41 5230. *Ocel 15 230*. Praha: Český normalizační institut, 30.11.1977.
- [10] ČSN 41 2050. *Ocel 12 050*. Praha: Český normalizační institut, 19.10.1976.
- [11] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-722-5018-3.
- [12] ČSN 41 1503. *Ocel 11 503*. Praha: Český normalizační institut, duben 1994.
- [13] ČSN 41 1375. *Ocel 11 375*. Praha: Český normalizační institut, duben 1994.
- [14] WINKEL. *Typ 4.093* [online]. 2013 [cit. 2015-03-31]. Dostupné z: [http://www.winkel.de/cz/loziska-winkel/ocelova-loziska/typ/4093/?tx\\_winkelproducts\\_pi1\[action\]=show&cHash=acd151baf8d0ff0964e01b7fdc16c03c](http://www.winkel.de/cz/loziska-winkel/ocelova-loziska/typ/4093/?tx_winkelproducts_pi1[action]=show&cHash=acd151baf8d0ff0964e01b7fdc16c03c)
- [15] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů: 1.svazek*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03 00046-7.
- [16] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2000. ISBN 80-7078-807-0.

- [17] NORD: Drivesystems. *Katalog motor+převodovka NORD* [online]. [cit. 2015-04-02].  
Dostupné z: [http://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000\\_CZ\\_1810.pdf](http://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf)
- [18] SKF LOŽISKA A.S. *Katalog soudečkových ložisek* [online]. 2013 [cit. 2015-03-29].  
Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-127984/Sealed-SKF-Explorer-SRB.pdf>
- [19] ROTEX. *75/St/1-75* [online]. 2015 [cit. 2015-03-31]. Dostupné z:  
<http://zbozi.arkov.cz/i/48409-rotex-75st1-75-cast-spojky-vrtana-naboj-ocel-ktr.html>
- [20] ČSN 41 1700. *Ocel 11 700*. Praha: Český normalizační institut, září 1992.
- [21] KALÁB, Květoslav. *Částí a mechanismy strojů: Části spojovací*. Ostrava: [1] VŠB –  
Technická univerzita Ostrava fakulta strojní, katedra části a mechanismu strojů, 2011.